

Oskari Kankare

SUURI-INERTIAISEN PUOMIN LIIKKEEN HALLINTA

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Diplomityö
Helmikuu 2020

TIIVISTELMÄ

Oskari Kankare: Suuri-inertiaisen puomin liikkeen hallinta
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Automaatiotekniikka
Helmikuu 2020

Tämä diplomityö tutkii suuri-inertiaisen puomin liikkeen hallintaa. Tutkittava kone on tela-alustainen kaatokasauskone, jonka kaatopää on massaltaan yli 3000 kilogrammaa. Tuo kaatopään suuri massa aiheuttaa merkittävää inertiaa ja haastetta puomin ohjaukseen. Työssä tutkittiin, kuinka saadaan parannettua sylinterin nopeuden ohjattavuutta ja hallintaa muuttuvissa tilanteissa verrattuna nykyiseen joystick-ohjattuun järjestelmään.

Tutkimuksen pääasiallisena metodina käytetään simulointia. Aluksi Matlab ja Simulink ohjelmistoilla luotiin systeemimalli. Tämä malli verifioitiin oikean koneen mittauksilla. Ohjausta varten kehitettiin kaksi uutta ohjausmallia ja niitä verrattiin nykyiseen toteutukseen. Nykyisessä toteutuksessa joystick-komento skaalataan suoraan virraksi. Ohjausvirtaan ei täten vaikuta vallitseva kuormasta aiheutuva paine. Laskuliikkeen ohjattavuus toimii silloin huonosti. Kehitetyistä ohjausmalleista myötäkytketty ohjaustapa huomioi paineen muutoksen kompensoinnin. Takaisinkytketty ohjaustapa säättää sylinterin nopeutta paineen muutoksen kompensoinnin rinnalla.

Kehitettyjä ohjaustapoja testattiin kolmella erilaisella testitilanteella. Nosto- ja laskuliikkeen hitaalla rampituksella, muuttuvan nopeuden aiheuttavalla ohjauksella ja venttiiliyksikön offsetin muutoksen sisältävällä muuttuvan nopeuden aiheuttavalla ohjauksella. Testit tehtiin kahdella eri kuormituksella, joilla pyrittiin simuloimaan suurta inertiaa.

Tulosten perusteella paineenmuutoksen kompensoinnin ja nopeussäädön sisältävä takaisinkytkettyohjaus on ylivoimaisesti paras ohjaustapa tutkituista tavoista. Tällä ohjaustavalla pystytään ottamaan huomioon venttiileiden karoissa esiintyviä toleranssi eroja, mutta päästiin myös lähemmäksi asetusarvoa muissakin testeissä.

Avainsanat: Tela-alustainen kaatokasauskone, puominohjaus, inertia, simulointi

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Oskari Kankare: Motion control of high inertial boom
Master Thesis
Tampere University
Automation Technology
February 2020

This master thesis is a research about motion control of high inertial boom. Machine covered by the research is a tracked feller buncher and its felling head weights over 3000 kilos. Heavy weight of the head causes high inertia and that makes challenges to boom control. This master thesis finds out how to improve control and controllability of cylinder velocity in different situations compared to current joystick-controlled system.

Main method of this research is simulation. At the beginning of this process a system model was created with Matlab and Simulink. This model was verified with measurements from real machine. For developing control system, two control models were created and those new control models were compared to current one. In this current control mode joystick commands are scaled straight to control current. So, control current doesn't affect to pressure caused by prevailing load, because of that controllability of down movement doesn't work well. Methods that were developed: feedforward makes compensation when pressure changes and feedback control method set in addition to that also cylinder velocity.

Developed control methods were tested with three different test situations. Slow ramp up and down, changing velocity causing control and offset change of valve unit in same changing velocity causing control. Tests were made with two different loads. It was the way to simulate high inertia.

According to the results the feedback control method was the best. It can fix the valve unit tolerance differences. It was also the method that got best results in other tests.

Keywords: Tracked feller buncher, boom control, inertia, simulation

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty yhteistyössä John Deere Forestry Oy:n kanssa. Haluan kiittää kaikkia Deeren puolelta mukana olleita henkilöitä, jotka ovat mahdollistaneet työskentelyni. Erityinen kiitos Deeren puolelta kuuluu tietenkin diplomityöni ohjaajalle TkT Lauri Palmrothille. Hänen asiantuntevasta ohjauksesta ja kärsivällisyydestä on ollut minulle suurta apua. Myös neliöjuurien taulukoinnista Exceliin!

TTY:n puolelta työtäni ohjasivat Professori Matti Vilkkonen ja Petteri Multanen. Suuri kiitos heille kaikesta työstä ja korjausehdotuksista, jotka ovat tätä työtä varten tehneet. Matti taisi kerran laittaa palautetta kesämökiltään, joten rakkaudesta lajiin ovat ohjaajanikin olleet tässä prosessissa mukana.

Kiitoksia myös kaverit koko opiskeluajalta. Miikan, Jannen, Peran ja Kallen kanssa on tullut hydrauliikkaa luettua melko reilusti. Lista henkilöistä, joiden kanssa on tullut vietettyä railakasta opiskelijaelämää taitaa olla sen verran pitkä, että siitä voisi jo kirjoittaa oman teoksensa. Mukavaa on ollut!

Kiitos TTY 2013-2020!

Tampereella, 20.2.2020

Oskari Kankare

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
1.1 Aiheen kuvaus.....	1
1.2 Tutkimuskysymys	2
1.3 Metodit	3
2. KAAATOKASAUSSKONE	5
2.1 Koneen toiminta	5
2.2 Venttiiliohjauksen toiminta	8
2.3 Virtauksen ohjaus toimilaitteelle	9
3. OHJAUS- JA SUUNNITTELUMENETELMÄT	12
3.1 Myötäkytkentä	12
3.2 Takaisinkytkentä	14
3.3 Toimilaitteen nopeuden hallinta	16
3.3.1 Paineen muutoksen kompensointi	16
3.3.2 Nopeussäädin	17
3.4 Mallipohjainen systeemikehitys	19
4. SYSTEEMI- JA OHJAUSMALLIEN KEHITYS	22
4.1 Systeemimalli	22
4.1.1 Sylinterimalli.....	23
4.1.2 Venttiilimalli.....	25
4.2 Systeemimallin validointi	27
4.3 Ohjaus- ja säätömallit	29
4.3.1 Baseline eli lähtötilanne	29
4.3.2 Myötäkytkentä.....	30
4.3.3 Takaisinkytkentä	33
5. TULOKSET	42
5.1 Suunnitellut testitilanteet.....	42
5.2 Testi 1	43
5.3 Testi 2	44
5.4 Testi 3	47
6. YHTEENVETO.....	53
LÄHTEET	55

KUVALUETTELO

Kuva 1.	<i>Tela-alustainen kaatokasauskone. Muokattu lähteestä (Raszga et al. 2007).</i>	6
Kuva 2.	<i>John Deeren 959M Tracked Feller Buncher. (John Deere b 2019)</i>	7
Kuva 3.	<i>Hydraulikaavio Parkerin K220LS-suuntaventtiilistä. Muokattu lähteestä (Parker Hannifin 2017, s. 8).</i>	8
Kuva 4.	<i>Meter-in ohjaus. Muokattu lähteestä (Hydraulic Valve A 2011).</i>	10
Kuva 5.	<i>Meter-out ohjaus. Muokattu lähteestä (Hydraulic Valve B 2011)</i>	10
Kuva 6.	<i>Avoimen piirin ohjausjärjestelmä. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s.27).</i>	13
Kuva 7.	<i>Häiriötä kompensoiva myötäkytkentä. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 28)</i>	14
Kuva 8.	<i>Takaisinkytketty säätöpiiri. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 29).</i>	15
Kuva 9.	<i>Rinnakkain toimiva takaisinkytketty ja kompensoiva säätöpiiri. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 29).</i>	16
Kuva 10.	<i>Model-Based Design Workflow. (MathWorks A 2019)</i>	20
Kuva 11.	<i>Mallin verifiointi simuloimalla. (Narayanamurthy et al. 2014, s. 5)</i>	21
Kuva 12.	<i>Mallipohjaisen suunnittelun rakenne diplomityössä</i>	22
Kuva 13.	<i>Systeemimalli</i>	23
Kuva 14.	<i>MathWorksin hydraulisylinteri. Muokattu lähteestä (MathWorks C 2019).</i>	23
Kuva 15.	<i>Sylinterin simulointimalli.</i>	25
Kuva 16.	<i>K220LS suuntaventtiilin simulointimalli</i>	26
Kuva 17.	<i>Nostoliikkeen validointi</i>	28
Kuva 18.	<i>Laskuliikkeen validointi</i>	29
Kuva 19.	<i>Virtaohjauksen baseline eli lähtötilanne</i>	30
Kuva 20.	<i>Nostoliikkeen ohjaus venttiilin karan pinta-ala tiedon avulla</i>	31
Kuva 21.	<i>Laskuliikkeen myötäkytkentä</i>	32
Kuva 22.	<i>Sylinterin asematiedosta laskettu nopeus</i>	33
Kuva 23.	<i>Kohinainen ja alipäästösuodatettu nopeus</i>	34
Kuva 24.	<i>Nostoliikkeen rinnakkain toimiva myötä- ja takaisinkytketty säätöpiiri</i>	35
Kuva 25.	<i>Nostoliikkeen PI-säädin</i>	35
Kuva 26.	<i>Laskuliikkeen rinnakkain toimiva takaisin- ja myötäkytketty säätöpiiri</i>	36
Kuva 27.	<i>Nostoliikkeen säätötulokset eri vitysparametreilla</i>	38
Kuva 28.	<i>Nostoliikkeen säätötulokset erisuuruksilla asetusarvoilla</i>	39
Kuva 29.	<i>Laskuliikkeen säätötulokset eri vitysparametreilla</i>	40
Kuva 30.	<i>Laskuliikkeen PI-säätimen parametrien vitystulokset</i>	41
Kuva 31.	<i>Rampitettu ohjauskomento nostoliikkeelle</i>	43
Kuva 32.	<i>Rampitettu ohjauskomento laskuliikkeelle</i>	44
Kuva 33.	<i>Sekvenssitesti 50000 kg:n kuormalla</i>	45
Kuva 34.	<i>Sekvenssitesti 25000 kg:n kuormalla</i>	46
Kuva 35.	<i>Sekvenssitesti +30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla</i>	48
Kuva 36.	<i>Sekvenssitesti -30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla</i>	49
Kuva 37.	<i>Sekvenssitesti +30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla</i>	51
Kuva 38.	<i>Sekvenssitesti -30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla</i>	52

LYHENTEET JA MERKINNÄT

CAN	Controller Area Network
CTL	Cut-to-Length
FT	Full Tree
LS	Load Sensing
MBSD	Model Based System Development
MIL	Model In the Loop
PID-säädin	Proportional-Integral-Derivate säädin
PIL	Processor In the Loop
PMC	Physical Modeling Connection
SIL	Software In the Loop
TL	Tree Length
VHDL	VHSIC Hardware Description Language
VHSIC	Very High Speed Integrated Circuit

1. JOHDANTO

1.1 Aiheen kuvaus

Suomi on metsäteknologian kehityksen kärkimaita. Metsäteollisuuden hakkuista yli 95 prosenttia tehdään koneellisesti. Suomessa hakkuista ei voi enempää koneellistaa, koska taajamametsien ja pienten kohteiden hakkuut ovat kustannustehokkaampaa tehdä moottorisahalla kuin siirtää metsäkoneita paikasta toiseen. Koneellisuuden pysyminen Suomessa kuitenkin edellyttää, että Suomi säilyy elinvoimaisena metsäteollisuusmaana. (Kjellberg 2007, s. 29)

(Ponsse a 2019) toteaa, että maailmassa on kaksi vallitsevaa koneellista puunkorjuumenetelmää. Ensimmäisenä menetelmänä esitellään **tavaralajimenetelmä** (Cut-to-Lenght eli CTL), jossa rungot katkotaan harvesterin avulla jo metsässä käyttötarkoituksiin meneviin tavaralajeihin eli pölkkyyhin. Tyypillisesti tavaralajeja ovat erilaiset tukkipuut ja kuitupuu. Tämä menetelmä on ympäristöystävällinen ja sillä on korkea tuottavuus, koska puun käsittelykerrat jäävät vähäisiksi. Toinen vallitseva puunkorjuumenetelmä on **kokorunkomenetelmä** (Tree Lenght eli TL), jossa rungot karsitaan metsässä ja ne kuljetetaan tehtaalte kokonaisina. Vasta tehtaalte rungosta erotellaan käyttötärpeeseen sopiva rungonosa. Kokorunkomenetelmästä puhutaan lyhyemmin myös runkomenetelmänä. Näiden kahden koneellisen puunkorjuumenetelmän lisäksi on myös hyvä määritellä kolmaskin termi. **Kokopuumenetelmä** (Full Tree eli FT) on puunkorjuumenetelmä, jossa puutavara katkaisun jälkeen kuljetetaan kokonaisena karsimattomana runkona kuljetusreittein varteen tai mahdollisesti käyttöpaikalle asti. (Asikainen et al. 2005 s.8) Skandinaviassa ja muualla Euroopassa suurin osa koneellisesta puunkorjuusta tehdään tavaralajimenetelmällä. Puolestaan Amerikassa ja Venäjällä käytetään kokopuumenetelmää. (Kjellberg 2007, s. 29) Kokopuumenetelmän suosio perustuu uusiutuvan energian käyttöön. Siitä saadaan ainespuun korjuun yhteydessä latvus- ja oksabiomassaa. Menetelmä soveltuu erityisesti laajoihin avohakkuihin. Runko- ja kokopuumenetelmä soveltuu tavaralajimenetelmää helpommin kouluttamattomille työntekijöille, koska työ on helpompi oppia ja koneet ovat yksinkertaisempia käyttää, ylläpitää ja korjata. (Asikainen et al. 2009, s. 32, s. 40) Runko- ja kokopuumenetelmissä puut kuljetetaan eli juonnetaan pois metsästä. Tähän tarvitaan erillinen juontokone. CTL-menetelmällä operoidessa pölkyt kuljetetaan metsästä pois kuormatraktorilla eli ajokoneella. Diplomityössä käsitellään tela-alustaista kokopuu kaatokasauskoneetta. Tela-alustaiset kaatokasauskoneet ovat useimmiten pyöräalustaisia raskaampia.

Tässä työssä huomio kiinnittyy erityisesti nostopuomin ohjausjärjestelmään, sen tarkkuuteen, nopeuteen ja ohjattavuuteen. Tutkimuksessa huomioidaan myös suuren massan aiheuttaman gravitaatio- ja inertia kuorman vaikutus ohjauksessa. Kaatokasauskoneessa on merkittävän suuri-

inertinen kaatopää, joka tuo huomioitavia seikkoja ohjausjärjestelmään. Koneessa on kaksi puomia: nostopuomi ja taittopuomi. Ne ovat kiinnitettyinä toisiinsa nivelen avulla. Taittopuomin päähän on kiinnitetty kaatopää. Puomeihin on myös kiinnitetty kolmeen kohtaan sylinterit, joiden avulla pystytään ohjaamaan kaatopään liikettä. Kaatopään koosta ja asemasta, sekä taittopuomin pituudesta muodostuu inertiaa, joka vaikuttaa nostopuomiin.

Työssä käsitellään suuri-inertiaista puomia. Suureen inertian määrään vaikuttaa kaatopään suuri massa. Jotta voidaan ymmärtää mikä on suuri massa kaatopäälle, niin taulukkoon 1 on kerätty tietoja eri metsäkonevalmistajien harvesteri- ja kaatopäistä ja ilmoitettu niiden massat. Taulukossa 1 on ilmoitettu myös esimerkki koneesta, jolla kyseistä päätä käytetään.

Taulukko 1. *Eri metsäkonevalmistajien harvesteri- ja kaatopäiden tietoja. (John Deere a 2019; John Deere 2014, s.14; Ponsse b 2019; Komatsu 2019; Logset 2019)*

Valmistaja	Kone	Pään Malli	Pään massa [Kg]
John Deere	959M Tela-alustainen kaatokasauskone	FR24B	3948
John Deere	1270G (Pyöräharvesteri)	H415	1330
Ponsse	Scorpion King (Pyöräharvesteri)	H10	1150
Komatsu	Tela-alustaiset kaatokasauskoneet	XA233-2	1792
Logset	Logset 8H GTE (Pyöräharvesteri)	TH75	1400

Taulukosta 1 nähdään selkeästi, kuinka paljon enemmän työssä tutkittavan John Deeren 959M tela-alustaisen kaatokasauskoneen kaatopää painaa verrattuna toisissa metsäkonemalleissa käytettäviin päihin. Tämä suuri massa tuo haastetta puomin hallintaan, siksi tässä diplomityössä tehtävä tutkimus on tärkeää.

Metsäkoneiden ja kaivureiden puomien sylinterinopeuksia on tutkittu paljon. Esimerkiksi Krakovan yliopistossa (Czyrek & Pobedza 2014) kehitettiin algoritmi, jolla pystytään hallitsemaan sylinterin nopeutta. Tutkimuksessa käytettiin erilaisia pumpun paineita, pyörimisnopeuksia ja kuormituksia. Metsäkoneiden mallipohjaista kehitystä ja liikkeiden parantamista on tutkittu myös (Hera & Daniel 2015) toimesta. Hera & Daniel ovat verifioineet ohjausalgoritmeja teoreettisesti simuloitimalleilla ja käytännössä oikealla koneella. Hyvin samaa kaavaa noudatetaan myös tässä työssä. Inertian vaikutusta puomin ohjauksessa on tutkittu (Löfgren 2009) toimesta. Hän on tutkinut tuottavuuden kasvattamiseen vaikuttavia tekijöitä, jolloin myös inertian määrällä on suuri merkitys.

1.2 Tutkimuskysymys

Tutkimuksessa pyritään ohjaamaan sylinteriä halutulla nopeudella käyttämällä proportionaalista suuntaventtiiliä. Virtauksen ohjauksessa puhutaan "meter-in" ja "meter-out" ohjauksista. Meter-in tarkoittaa toimilaitteen nopeuden tai voiman säätämistä toimilaitteelle menevän tilavuusvirran avulla. Meter-in toimii, kun kuorma on liikesuuntaan nähden vastustava. Meter-out on toimilaitteen

voiman tai nopeuden säätämistä toimilaitteelta poistuvan tilavuusvirran avulla. Meter-out toimii, kun kuorma on karkaava eli kuormavoima vaikuttaa liikesuuntaan. (Guangrong et al. 2017)

Tämän työn tavoitteena on kehittää systeemimalli ja sitä hyödyntäen ohjausalgoritmi, jolla saadaan parannettua sylinterin nopeuden ohjattavuutta ja hallintaa muuttuvissa tilanteissa verrattuna nykyiseen suoraan joystick-ohjattuun järjestelmään. Näitä tilanteita ovat erilaiset ohjauksen suunta- ja nopeuspyynnöt sekä erilaiset gravitaatio- ja inertiakuormitustilanteet. Eli kuinka pystytään parantamaan sylinterin nopeuden hallintaa? Päättökysymykseen esitettäessä vastausta tullaan myös kiinnittämään huomiota, kuinka ohjausjärjestelmä toteutetaan ja tutkitaan mikä ohjausmetodi antaa todenmukaisimman kuvan toimivuudesta.

1.3 Metodit

Pääasiallisena metodina käytetään simulointia. Simulointi on todellisuutta jäljittelevä metodi, jossa keskitytään asian tai ilmiön mallintamiseen (Räsänen 2014). Ensimmäisessä vaiheessa rakennetaan Matlab ja Simulink ohjelmistoilla systeemin ja venttiilin simulointimalli. Malli pyrkii vastaamaan oikean koneen toimintaa ja liikkeitä. Tämä malli validoidaan oikealla koneella tehdyillä mittauksilla. Näin voidaan varmentua simulointimallin toimivan tämän työn tavoitteisiin verrattuna riittävällä tarkkuudella oikean koneen tapaan. Tämän jälkeen kehitetään simulointiympäristössä nykyisen ohjaustavan lisäksi kaksi erilaista ohjausmallia.

Nykyisessä ohjaustavassa esiohjausventtiilille menevä ohjausvirta on suoraan verrannollinen annettuun joystick-komentoon. Ohjausvirtaan ei siten vaikuta vallitseva kuormasta aiheutuva paine. Tämä tarkoittaa, että laskuliikkeen ohjattavuus toimii huonosti. Pienellä kuormalla sylinteri liikkuu hitaasti ja suurella kuormalla liike on nopeaa. Ihanteellisessa tilanteessa suuren kuorman ohjaamiseen käytetään pienempää ohjausvirtaa, jolloin ohjauksesta aiheutuva nopeus on pienempi, koska gravitaatiovoima vaikuttaa ohjauksen lisäksi sylinterin nopeuteen. Painetieto huomioimalla pystyttäisiin kehittämään ohjausalgoritmi, jolla gravitaatiovoiman vaikutus huomioidaan. Näin saadaan hallittua nopeutta eri kuormitustilanteissa.

Tarkoituksena on kehittää ohjausalgoritmi, jolla pyritään parantamaan sylinterin nopeuden ohjattavuutta ja hallintaa. Tätä varten luodaan ohjausmalli, jonka tehtävänä on tuottaa algoritmin mukainen ohjaus. Diplomityötä varten tehdään ohjausmallit **takaisinkytketyllä** (feedback) ja **myötäkytketyllä** (feedforward) säätömallilla. Myötäkytketyssä ohjauksessa hyödynnetään painetietoa, venttiilin karan avaumaa, minimi- ja maksimivirtaa. Venttiilin karan avaumadata saadaan venttiilin valmistajalta. Käytettävät minimi- ja maksimivirrat saadaan simulointimallin validoinnista. Paine tieto mitataan toimilaitteelta paineanturilla. Takaisinkytketyssä ohjauksessa edellä mainittujen lisäksi saadaan käyttöön vielä sylinterin asematieto, jonka avulla saadaan mitattua nopeutta.

Näitä kehitettyjä ohjausalgoritmeja testataan suunnitelluilla testitilanteilla ja verrataan nykyiseen ohjaustapaan. Vertailua varten tutkitaan erilaisia tilanteita. Näitä tilanteita syntyy, kun nopeuspyyntöjä ja gravitaatiokuormaa muutetaan. Lisäksi merkittävä testitilanne tulee olemaan, kun tehdään esiohjausventtiiliin offset muutoksia. Offset muutoksia tehdään, koska venttiileissä on avauman toleranssieroja. Valitulla metodilla nämä tilanteet pystytään toteuttamaan järkevästi ja todellisuutta mukaillen. Simulointimalleilla pyritään pääsemään mahdollisimman lähelle mitattuja nopeuksia. Näissä kahdessa ohjausalgoritmissa tulee varmasti olemaan eroavaisuuksia keskenään ja eroavaisuutta nykyiseen ohjaustapaan. Simulointimallit ovat metodina mielekäs tapa toteuttaa tutkimus, koska niistä saatujen tulosten vertaaminen keskenään on helppoa.

2. KAATOKASAUUSKONE

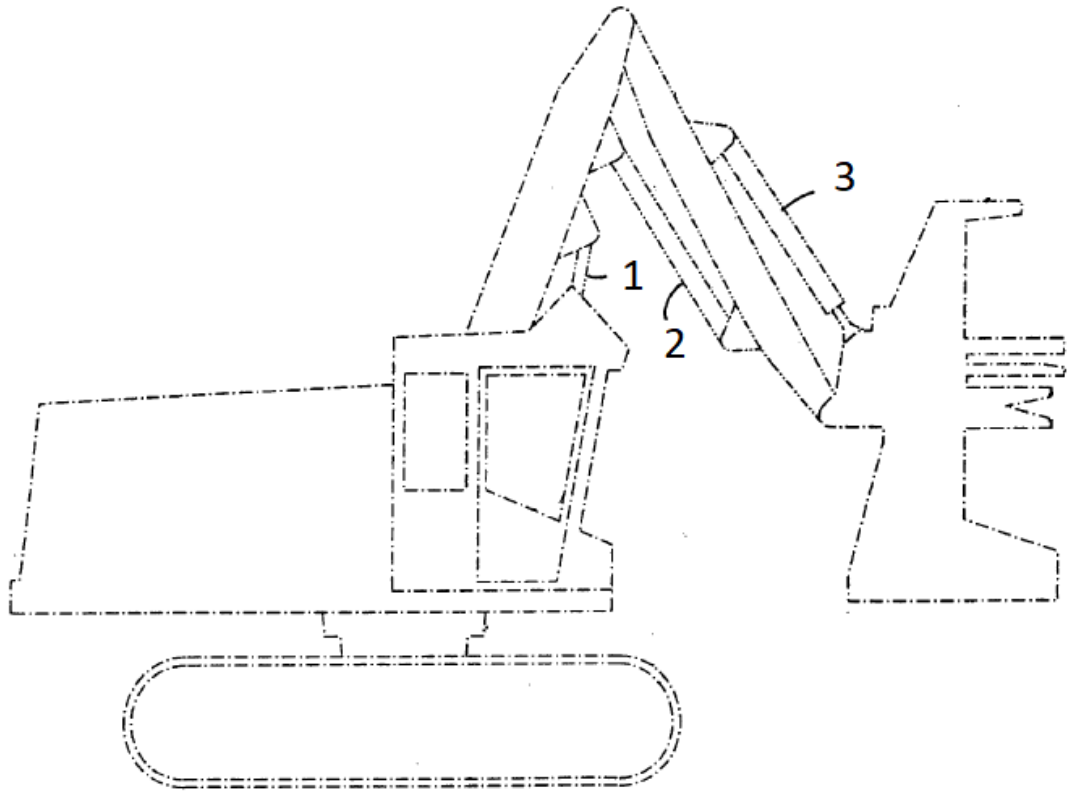
2.1 Koneen toiminta

Kokopuun korjuumenetelmä on enimmäkseen käytössä Pohjois-Amerikassa, jossa kaiken harvennuksen perustana on pitää puu täysimittaisena läpi hakkuuprosessin. Eli puu pysyy täyspitkässä muodossa metsästä kaatamisen jälkeen aina jatkokäsittelypaikalle asti. Prosessi pitää sisällään kaatamisen, metsästä pois kuljettamisen, käsittelyn ja lastauksen. Prosessille on muutamia erilaisia variaatioita, sen takia on myös erilaisia koneita riippuen työskentelymaastosta ja puun koosta. Yleisimmät koneet ovat joko pyörillä tai teloilla toimivat kaatokasauskoneet, joissa on käyttötarkoitukseen tarkoitettu levysahallinen kaatopää. Muut prosessiin liittyvät koneet ovat juontokone (skidder), karsintakone (delimber) ja lastauskone (log loader). Eri metsäkoneita valmistavilla yrityksillä on toisistaan hyvin paljon poikkeavia koneita, mutta siitä huolimatta kyseisillä koneilla saadaan suoritettua kaikki prosessin vaiheet.

Kaatokasauskone katkaisee puun tyvestä ja jättää tämän sen jälkeen maahan. Kun kone joutuu toimimaan kaukana teistä vaikeissa maasto-olosuhteissa, suuri painotus asetetaan sekä valmiudelle kattaa pitkät etäisyydet että maastoliikkuvuudelle. Kaatokasauskoneen alkuperä johtaa juurensa kaivinkoneesta. Koneissa on kuitenkin keskenään reilusti eroja. Koneiden hydraulijärjestelmät, rakenteet, vetovoimat ja puomien kiinnitykset ovat merkittävästi erilaisia. Kaatokasauskone edellyttää seitsemän liikkeen toimintaa, jotka kaikki ovat yhtä tärkeitä toisiinsa nähden. Vaikeissa maasto-olosuhteissa liikkumisen ja raskaiden kuormien nostamisen takia kaatokasauskone on rakenteeltaan paljon vahvempi kuin kaivuri. Jyrkät rinteet metsissä vaativat koneelta vetovoiman ja painon suhteen olevan vähintään yksi. Viimeisenä ja suurimpana erona kaivurin ja kaatokasauskoneen välillä on puomiin kiinnitetyssä kaatopäässä nopealla vauhdilla pyörivä levysaha. (Rexroth Bosch Group, s. 6)

Kaatopää sisältää sahanterän ja kiinnipitokourat, ollen koneen toiminnallisuuden ydinkomponentteja. Kaatopää on se osa, jolla puut kaadetaan. Sillä saadaan myös kerättyä puut nippuun ennen kuin ne pudotetaan maahan. Erityisesti näin toimitaan, kun harvennetaan risukkoja tai vastaavia tiheitä ohuista puista koostuvia alueita. Kaatopää ei kaada ja pudota jokaista puuta erikseen, vaan katkaistuaan puun kone pitää sen kaatopään kourassa. Kun puita on kertynyt tarpeeksi, niin ne pudotetaan kerrallaan yhtenä nippuna sivuun. Puun katkomiseen käytettävälle sahanterälle on kaksi erilaista toimintatapaa. Katkomisessa hyödynnetään vauhtipyörää tai suurta inertiaa terän pyörittämiseen. Sahaa ajetaan hydraulimoottorilla ja kouraa ohjataan omilla sylintereillä. (Rexroth Bosch Group, s. 9)

Tracked Feller Buncher eli tela-alustainen kaatokasauskone on esitetty kuvassa 1. Kuten aiemmin jo mainittiin, niin koneessa on kaksi puomia: nostopuomi ja taittopuomi. Näitä kahta puomia liikutetaan kuvaan merkittyjen sylinterien avulla.



Kuva 1. Tela-alustainen kaatokasauskone. Muokattu lähteestä (Raszga et al. 2007).

Sylinterit ovat numeroitu kuvassa 1 ja selitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Kaatokasauskoneen sylinterit.

Numero	Sylinteri
1	Nostosylinteri (hoist cylinder)
2	Taittosylinteri (stick cylinder)
3	Kallistussylinteri (tilt)

Tutkittavassa kaatokasauskoneessa on kaksi nostosylinteriä (merkitty kuvaan numerolla 1) rinnakkain ja ne ovat kiinnitetty rungon ja nostopuomin välille. Näillä sylintereillä ohjataan puomin nostoliikettä. Taittosylinterillä (merkitty kuvaan 1 numerolla 2) ohjataan taittopuomin liikettä eteen- ja taaksepäin. Se on kiinnitetty toisesta päästä nostopuomiin ja toisesta päästä taittopuomiin. Ko-

neen kolmas sylinteri on kallistussylinteri (merkitty kuvaan 1 numerolla 3), jolla ohjataan kaatopään käyttökulmaa. Se on kiinnitetty taittopuomin varresta kaatopäähän. Tässä työssä keskitytään nostosylinterien ohjaamiseen.

Tällä hetkellä kaatokasauskoneen puomeja liikutetaan joystick-komennoilla. Ohjaamossa istuva kuljettaja liikuttaa joystick-vipuja sen mukaan, kuinka haluaa kaatopään liikkuvan. Perinteisen ohjaustavan mukaan joystickin aseman perusteella muodostetaan esiohjausventtiilin solenoidille virtaohjaus, joka muodostaa proportionaalisen esiohjauspaineen venttiilin pääkaralle. Esiohjauspaine liikuttaa venttiilin pääkaraa, jolloin virtaus pääsee toimilaitteelle.

Johdannossa kerrottiin tämän työn käsittelevän teloilla toimivaa kaatokasauskonetta. Tarkemmin ottaen John Deeren Tracked Feller Buncheria. Tässä koneessa on kaksi puomia ja kaatopää. Kaatopäästä löytyvät aiemmin kuvatut kiinnityslaipat sekä sahanterä. John Deeren 959M-mallin kaatokasauskone on esitetty kuvassa 2.

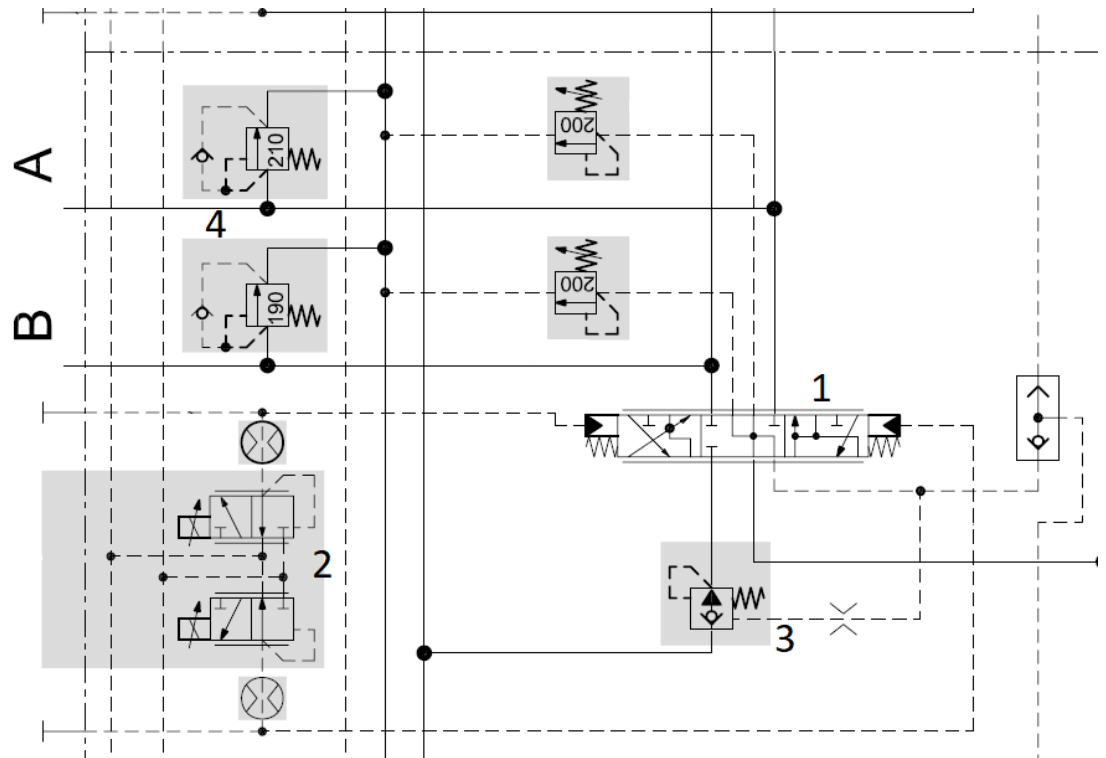


Kuva 2. John Deeren 959M Tracked Feller Buncher. (John Deere b 2019)

Kuvassa 2 näkyy kahden nostosylinterin rinnakkaisuus. John Deeren 959M Feller Bunchereissa käytetään tyypillisenä kaatopäänä FR24B-mallia. Tuo kaatopää painaa 3948 kg (John Deere a 2019). Ilman puutakin pelkkä kaatopään massa aiheuttaa suurta inertiaa, joka täytyy pystyä huomioimaan hydraulikassa ja järjestelmän ohjaamisessa.

2.2 Venttiiliohjauksen toiminta

Toimilaitteen nopeuden ohjaamiseen on kehitetty kaksi tapaa. Ohjaus voi tapahtua venttiiliohjauksella tai pumppuohjauksella. Venttiiliohjauksessa yhdellä proportionaaliventtiilillä kontrolloidaan painetta pääventtiiliin yli. Pumppuohjauksessa pumpun tuottoa säädetään joko muuttamalla sen kierrostilavuutta tai pyörimisnopeutta. (Lawrence et al. 1994, s. 185) Venttiiliohjaukseen on syytä paneutua tässä kohtaa tarkemmin. Yhdellä pääventtiililohkolla ohjataan aina yhdelle toimilaitteelle menevää tilavuusvirtaa. Mallina on Parkerin K220LS-suuntaventtiililohko. Kyseessä on paine-esiohjattu 4/3-suuntaventtiili, joka on sylinterin ohjauksen pääventtiili ja merkitty kuvaan 3 numerolla 1. Pääventtiiliin karaa ohjataan solenoideilla toimivalla esiohjausventtiilillä, joka on esitetty kuvassa 3 numerolla 2. Joystick-komennosta muutettu ohjausvirta avaa esiohjausventtiiliä, jolloin esiohjauspaine pääsee suuntaventtiilille. Esiohjauspaineen suuruus liikuttaa suuntaventtiilin karan asemaa määrätyn verran millimetreinä, jolloin virtaus pääsee toimilaitteelle. Venttiilin valmistaja ilmoittaa karan avauman ohjausvirran funktiona.



Kuva 3. Hydraulikaavio Parkerin K220LS-suuntaventtiilistä. Muokattu lähteestä (Parker Hannifin 2017, s. 8).

Kuorman tunteva suuntaventtiili muuttaa pumpun kulmaa kuormapaineen avulla. Tämä on nimeltään "LS-säädin". Kuormantuntevan säätimen ansiosta ohjausominaisuudet paranevat. Tällöin tilavuusvirta ja sen myötä toimilaitteen liikenopeus pysyvät vakiona kuormituksesta riippumatta. (Fonselius et al. 2008, s. 154). Koska LS-linja on yhdistetty toimilaitteen ja suuntaventtiilin väliseen linjaan, LS-paine on yhtä kuin kuorman paine. Pumpun tuotto ja paine säätävät kulloisenkin

tarpeen mukaan. Tämä mahdollistaa laitteen tarkan hallinnan. Suuntaventtiilin ollessa keskiasennossa, niin pumppu on lepotilassa, jolloin mitään toimilaitetta ei käytetä. Pumppu tuottaa silloinkin paineen, joka kutsutaan tyhjiöpaineeksi. Tämä on välttämätöntä, jotta virtaus lähtisi liikkeelle, kun suuntaventtiiliä raotetaan. (Laukkanen 2015)

Painekompensoinnin tarkoituksena on pitää tilavuusvirtaus ja siten toimilaitteen nopeus vakiona painevaihteluista riippumatta. Painekompensoinnilla paine-ero säätökuristimen yli saadaan pysymään vakiona. Kompensaattorin karaan vaikuttaa vallitseva kuormapaine ja kuristimelle päästettävä syöttöpaine. Painekompensaattorikara etsii hydraulista tasapainoa ja säätää kuristimelle tulevan syöttöpaineen yhtä suureksi kuin jousen ja kuormapaineen summa. Tämän takia toimilaitteelle menevää tilavuusvirtaan ei vaikuta kuorman suuruus. Painekompensoinnin toteutus on esitetty kuvassa 3 numerolla 3. (Parker 2017, s. 23)

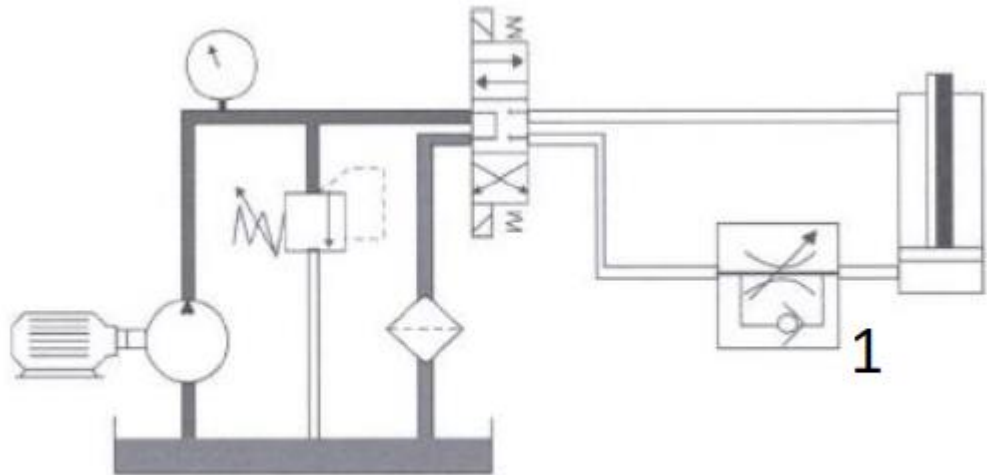
Diplomityössä antikavitaatioventtiilillä pyritään estämään kavitointia toimilaitteen kammioissa. Antikavitaatioventtiili saa öljyn virtaamaan tankilta männän työpuolelle, mikäli työpuoleen kohdistuu alipaine. Antikavitaatioventtiilien toteutus on esitetty kuvassa 3 numerolla 4. (Parker 2017, s. 26) Öljyn virratessa työpuolella täytyy se huomioida toimilaitteen ohjauksessa. Työpuoleen kohdistuvaa alipainetta tapahtuu gravitaatiokuormitetussa laskuliikkeessä.

2.3 Virtauksen ohjaus toimilaitteelle

Nostoliikkeessä pumpun tilavuusvirta ohjataan sylinterin A-kammioon (eli männän puolelle). Samalla tapahtuu ohjausta B-kammioista (männän varren puolelta) tankkiin. Kuorman gravitaatiovoima aiheuttaessa paineen A-kammioon, kyseessä on meter-in ohjaus, koska gravitaatio vaikuttaa liikesuuntaa vastaan. Vastaavasti laskutilanteessa pumpun tilavuusvirta ohjataan B-kammioon ja A-kammio on yhteydessä tankkiin. Gravitaatio vaikuttaa edelleen samaan suuntaan, mutta liikesuunta on muuttunut, jolloin kyseessä on meter-out tapaus. Tällöin poistuva tilavuusvirta määrittää sylinterin toteutuneen nopeuden. A-T ja P-B avaumien suhde on kiinteä, joten useimmissa meter-out tilanteissa tarvitaan B-puolelle täyttöä antikavitaatioventtiilin kautta, koska pumpulta B-kammioon tuotettu virtaus ei riitä. Antikavitaatioventtiilin toiminta on selitetty myöhemmin. Mikäli gravitaatiokuormaa ei ole, olisi kyseessä meter-in ohjaus.

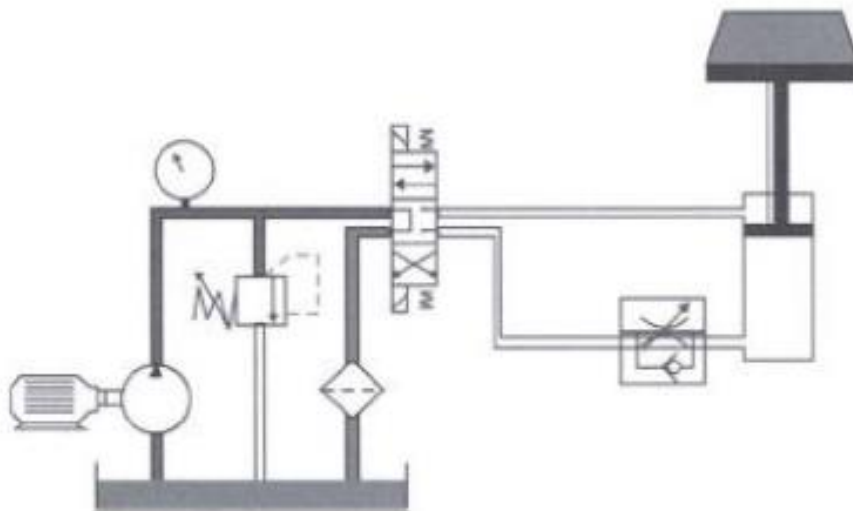
Meter-in ja meter-out ohjaukset suoritetaan käytännössä samalla logiikalla, mutta ohjauksesta riippuen prosessit ovat toistensa vastakohtat. Meter-in ohjaus tarkoittaa toimilaitteelle menevän virtauksen ohjaamista. Kuvassa 4 on esitetty meter-in ohjauksen piirroskuva. Toimilaitteelle menevää tilavuusvirtaa kuristetaan kuristusventtiilillä. Virtauksen kuristusventtiili on merkitty kuvaan 4 numerolla 1. Toimilaitteelle menevää virtausta saadaan kuristimen avulla rajoitettua haluttuun arvoon. Kuristusventtiilin yhteyteen on kytketty vastaventtiili. Vastaventtiilin suunta kertoo, onko kyseessä meter-in vai meter-out ohjaus. Nyt vastaventtiilin asennosta nähdään, että sylinterin

laskuliike on kuristamaton. Täten suuntaventtiilin toisessa asennossa virtaus pääsee kulkemaan tankkiin ilman kuristusta. Sylinterin paluunopeutta ei siis rajoiteta erikseen.



Kuva 4. Meter-in ohjaus. Muokattu lähteestä (Hydraulic Valve A 2011).

Meter-out ohjaus on ulos tulevan virtauksen hallitsemista. Meter-out ohjauksesta on esitetty yksi esimerkki kuvassa 5. Meter-out ohjauksessa virtauksen suunta suhteessa toimilaitteeseen on muuttunut verrattuna meter-in ohjaukseen. Vastaventtiilin suunta on muuttunut. Tässä tapauksessa toimilaitteelle menevää virtausta ei kuristeta, vaan kuorman lasiessa ulos pyrkivää tilavuusvirtaa saadaan kuristettua.



Kuva 5. Meter-out ohjaus. Muokattu lähteestä (Hydraulic Valve B 2011)

Diplomityön kannalta merkittävä ohjaus on meter-out eli ulos tulevan virtauksen hallinta. Nostosylintereiden lasiessa niihin vaikuttaa suuri inertia taittopuomin asemasta ja kannettavasta kuormasta riippuen.

Nosto- ja laskuliikkeessä gravitaatiovoima vaikuttaa sylinterin liikkeeseen. Gravitaatiovoima muodostuu kaavalla

$$G = mg, \tag{2.1}$$

jossa m = kappaleen massa ja g = putoamiskiihtyvyys. (Teeriaho 2014, s. 22)

3. OHJAUS- JA SUUNNITTELUMENETELMÄT

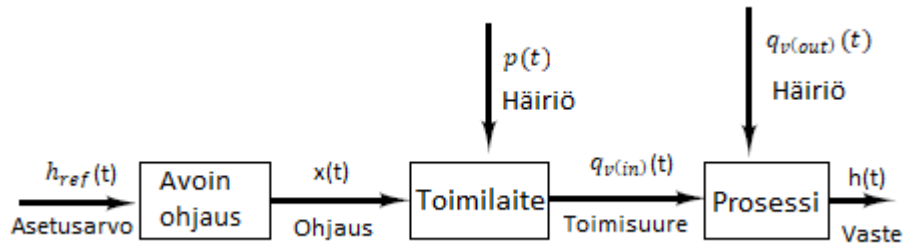
Simulointimalleissa on helppo kuvata järjestelmän toimivuutta. Simuloitaessa pystytään ottamaan huomioon myös järjestelmän säädettävyys. Tässä kappaleessa on kerrottu työssä käytettävien säätömallien perusteoria ja niiden sovelluksia, jotta on mahdollista ymmärtää miten tutkimuksessa käytettävät ohjausalgoritmit toimivat ja miksi juuri ne ovat valikoituneet käytettäviksi.

3.1 Myötäkyytöntä

Järjestelmät, joissa ulostulosignaali ei ole vaikutusta ohjaukseen ovat avoimen piirin ohjausjärjestelmiä (Open-Loop Control System). Järjestelmän ulostuloa ei ole mitattu tai kytketty takaisin vaikuttaakseen sisääntuloon. Esimerkiksi astianpesukone ei ota kantaa siihen, onko astiat puhdaita, kun ohjelma loppuu. Koneeseen on ohjelmoitu tietyt toiminnot ja on todettu, että niillä astiat tulevat puhtaita.

Toimilaitteen ohjaussignaali syntyy ilman tietoa ulostulosta eli lähtösuureesta, jota pyritään hallitsemaan. Systeemin antama tulos tai tarkkuus riippuu kalibroinnista. Häiriöiden suuruus vaikuttaa myös järjestelmän antamaan ulostuloon. Suuri häiriöiden määrä väärentää suunniteltua tulosta. Käytännössä avoimen piirin ohjausta voidaan käyttää vain tapauksissa, joissa tiedetään sisään menevän ja ulos tulevan suureiden suhtautuminen toisiinsa. Tiedetään siis mitä järjestelmä antaa ulos tietyllä sisääntulolla. Järjestelmässä ei myöskään saa olla sisäisiä eikä ulkoisia häiriöitä. Avoimen piirin ohjausjärjestelmä sisältää ohjauksen, toimilaitteen ja prosessin. (Ogata 2010, s. 8)

Esimerkkinä avoimesta säätöpiiristä tarkastellaan nestesäiliön säätöä. Käytettyjä signaaleja merkitään seuraavasti: asetusarvo h_{ref} , ohjaus x , häiriö p , häiriö $q_{v(out)}$, toimitusvirtaus $q_{v(in)}$ ja vaste h . Järjestelmän tulosuure on ohjaus x , eli venttiilin karan asento. Häiriösuureina toimiva tulopaine p , joka menee toimilaitteelle ja poistovirtaus $q_{v(out)}$, joka menee prosessiin. Prosessiin eli säiliöön sisään tuleva virtaus $q_{v(in)}$ on toimitusvirtaus, jonka arvo ei näy järjestelmän ulkopuolelle. Avoimen piirin ohjausjärjestelmä on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Avoimen piirin ohjausjärjestelmä. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s.27).

Avoimen piirin systeemi on helppo tehdä, koska sen vakaus ei ole suuri ongelma. Sitä halutaankin yleisesti korostaa, että olisi suositeltavaa käyttää avoimen piirin ohjausta, kun tiedetään tulo- ja menosuureiden suhde, eikä järjestelmässä esiinny häiriöitä. Tämän järjestelmän etuja ovat:

- Yksinkertainen rakenne ja helppo ylläpito.
- Halvempi tehdä kuin vastaava järjestelmä suljettuna piirinä.
- Ei ongelmia järjestelmän vakauden kanssa.
- Järjestelmä on hyvä, kun ulostuloa on vaikea mitata suoraan tai sen tarkka mittaaminen ei ole taloudellisesti järkevää.

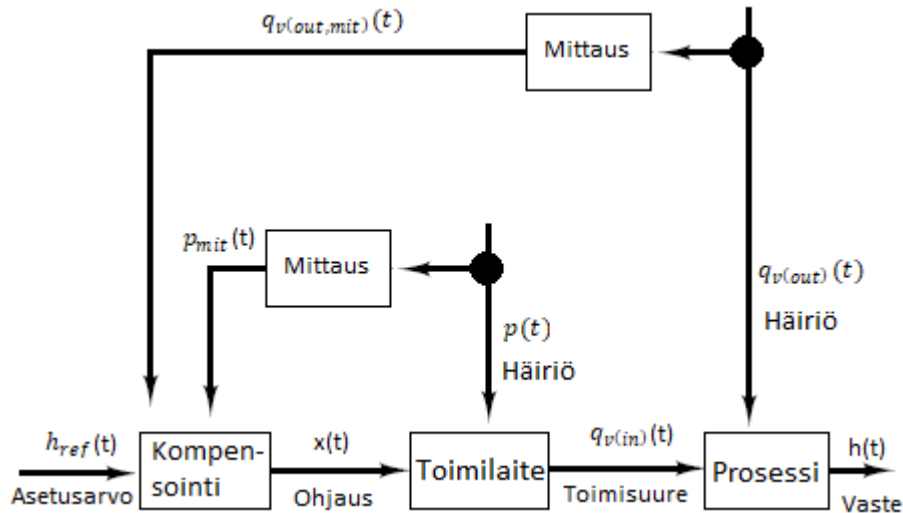
Haittoja:

- Häiriöt ja muutokset kalibroinnissa aiheuttavat virhettä. Ulostulo voi tällöin olla erisuurista kuin ajateltu
- Uudelleenkalibrointi on pakollista, jotta saadaan ylläpidettyä laadukasta ulostulosignaalia.

Myötäkylkentä muistuttaa avoimen ohjauksen järjestelmää. Siinä pyritään kompensoimaan prosessiin vaikuttavan häiriön aikaansaama virhe prosessin lähtömuuttujassa ja kompensoimaan häiriön vaikutus lisäämällä säätäjän lähtöön häiriön mittauksesta määritetty uusi myötäkylkentätermi jo ennen kuin häiriön vaikutus näkyy prosessin lähtömuuttujassa. Kompensoinnin toteutus edellyttää, että

- häiriömuuttuja on mitattavissa
- häiriön vaikutus prosessiin tunnetaan
- prosessin toiminta tunnetaan tarkasti
- ohjauksen ja ohjattavan muuttujan välinen viive on pienempi tai yhtä suuri kuin häiriömuuttujan ja ohjattavan muuttujan välinen viive.

Myötäkylketty ohjausjärjestelmä on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Häiriötä kompensoiva myötäkytkentä. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 28)

Myötäkytkennän käytöllä ei ole vaikutusta takaisinkytketyn säätimen viritykseen. Kompensointia ei koskaan käytetä yksin, vaan helpottamaan, nopeuttamaan ja täydentämään takaisinkytkettyä säätöä. Kompensaattori voidaan toteuttaa tavallisella vahvistuksella, joka summataan säätimen ohjaukseen. (Kippo & Tikka 2008, s.27-28)

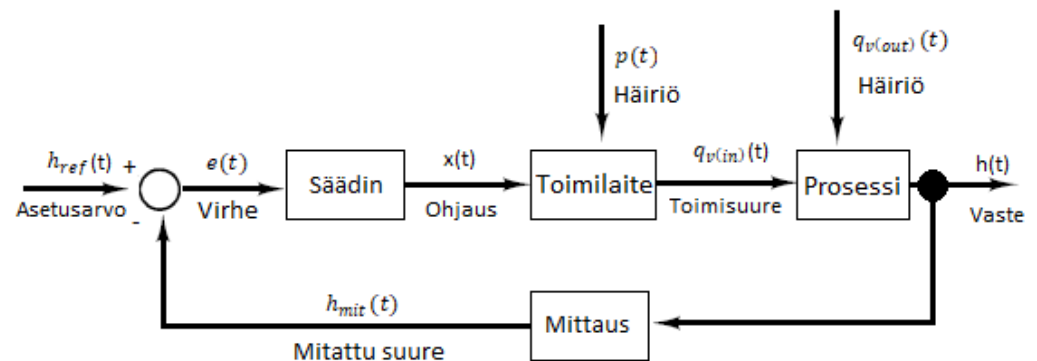
3.2 Takaisinkytkentä

Takaisinkytketyllä järjestelmällä tarkoitetaan kahta tai useampaa toisiinsa kytkettyä dynaamista järjestelmää, joilla kummallakin on voimakas vaikutus toisiinsa. Dynaamisessa järjestelmissä ensimmäinen systeemi vaikuttaa toiseen ja toinen systeemi vaikuttaa ensimmäiseen, jolloin syntyy eräänlainen keskenään vuorovaikutteinen kokonaisuus.

Takaisinkytkennän avulla systeemi voi reagoida nopeasti ulkoisiin muutoksiin. Takaisinkytkentä voi myös aiheuttaa epästabiilisuutta ja haitallista värähtelyä. Tämän vuoksi on ymmärrettävä takaisinkytkentöjen järjestelmien teoriaa ja keskinäistä vuorovaikutusta.

Takaisinkytketyssä säädössä lähtösuuretta mitataan jatkuvasti ja mittaustulos sekä vertailusignaali viedään summauselementille, joka laskee niiden erotuksen, eli lähtösuureen poikkeaman eli virheen $e(t) = h_{ref}(t) - h(t)$. Erotus syötetään säätimelle, joka laskee säätimen ohjauksen arvon. Takaisinkytkentä ei edellytä systeemimallin tarkkaa tuntemista, sillä pienet poikkeamat korjautuvat, kun ne näkyvät lähtösuureessa. Toisaalta poikkeamat näkyvät lähtösuureessa, kun-

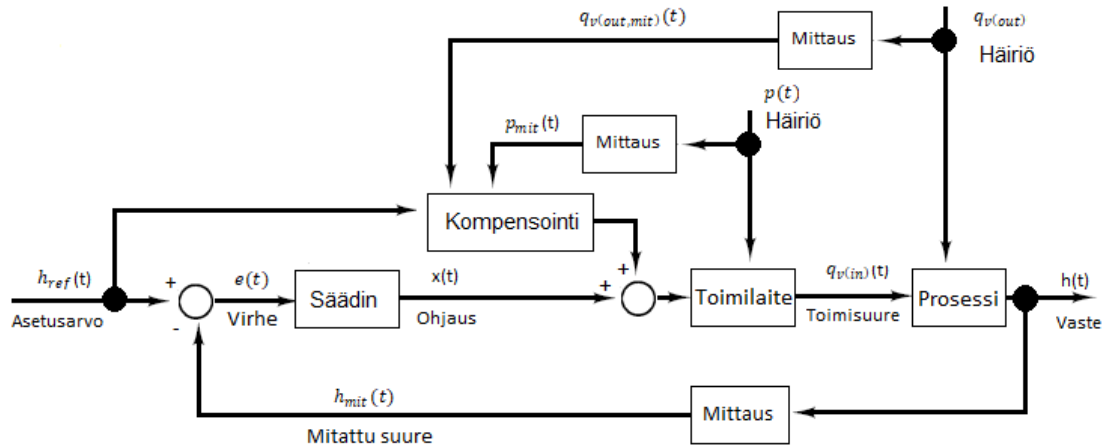
nes säädin ehtii korjata ne. Usein takaisinkytkennällä on stabiloiva vaikutus. Stabiilisuus on säätösystemin tärkeimpiä ominaisuuksia. Stabiiliudella tarkoitetaan, että systeemin vaste pysyy rajoitettuna. (Kippo & Tikka 2008, s. 21-24) Takaisinkytketty säätöpiiri on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8. Takaisinkytketty säätöpiiri. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 29).

Takaisinkytketyn järjestelmän isoimpia ongelmia on sen vakaus. Tämä voi pyrkiä ylikorjaamaan virheitä ja siksi aiheuttaa tasaista tai muuttuvaa amplitudista värähtelyä. Ylikorjaamisen takia järjestelmä ei koskaan saavuta haluttua erosuuretta. Tämän takia säätimen parametrit täytyy valikoida tarkkaan. Suljetun piirin ohjauksella on etu ainoastaan, kun tulee ennalta arvaamattomia häiriöitä tai järjestelmän komponentteihin tulee ennustamattomia muutoksia, niin järjestelmä pysyy korjaamaan nuo häiriöt.

Paremmen säätötuloksen aikaansaamiseksi voidaan samassa systeemissä käyttää useita hallintamenetelmiä rinnakkain tai sisäkkäin eri hierarkiatasoilla. Kuvassa 9 on esitetty rinnakkain toimivat takaisinkytketty ja myötäkytketty säätöpiiri. (Kippo & Tikka 2008, s. 21-24)



Kuva 9. Rinnakkain toimiva takaisinkytketty ja kompensoiva säätöpiiri. Muokattu lähteestä (Kippo & Tikka 2008, s. 29).

Diplomityössä on myös käytetty rinnakkain toimivaa takaisin- ja myötäkytkettyä säätöpiiriä. Mallit esitellään myöhemmin.

3.3 Toimilaitteen nopeuden hallinta

3.3.1 Paineen muutoksen kompensointi

Nostoliikkeessä kuormanpaineen muutokset eivät vaikuta merkittävästi sylinterinopeuksiin. Tämä johtuu painekompensoinnista, koska pumpun tuotto ja paine-ero venttiiliin yli säätävät kulloisenkin tarpeen mukaan. Kuorman vaikuttaessa liikesuuntaan paineen kompensointi ei kuitenkaan toimi, koska toimilaitteelle ei muodostu vastapainetta. Tämän takia painetta pitää säätää myötäkytkennällä. Paineen muutoksen kompensointia myötäkytkennällä tehdään vain laskuliikkeelle. Kompensoinnin ymmärtämiseksi määritellään ensin kaksi yhtälöä. Jatkuvuusyhtälöllä tilavuusvirta Q saadaan laskettua seuraavasti

$$Q = vA, \quad (3.8)$$

jossa v on virtaavan nesteen nopeus ja A on putken poikkipinta-ala (Massoud 2005, s. 274). Sylinterin pinta-ala on tässä tutkimuksessa vakio ja se tiedetään.

Myötäkytketyssä järjestelmässä ei tunneta suoraan sylinterin nopeutta, vaan sitä hallinnoidaan venttiilin karan avaumapinta-alan kautta. Tilavuusvirta määritellään kuristusyhtälössä seuraavan kaavan mukaisesti

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.9)$$

jossa Q on sylinteriltä poistuva tilavuusvirta, μ on purkautumiskerroin, A on venttiilin kuristus pinta-ala, ρ on öljyn tiheys ja Δp on venttiilin yli oleva paine-ero. (Fonselius et al. 1998, s. 13) Näin saadaan paine-eron muutokset huomioitua ohjauksessa.

Kaavojen 3.8 ja 3.9 avulla saadaan määriteltyä toimilaitteen nopeus huomioiden venttiilistä tiedossa olevat ominaisuudet ja järjestelmässä vaihtuva paine-ero A-kammion ja tankin välillä. Nopeudeksi saadaan siten

$$v = \frac{A_{kara}}{A_{syl}} * \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (3.10)$$

Myötäkytketyssä ohjauksessa nopeuspyyntö muodostetaan karan pinta-aladatan avulla. Suurin mahdollinen nopeus saadaan, kun A_{kara} on maksimissaan. Järjestelmälle täytyy myös määritellä Δp arvo, jolla saavutetaan tuo nopeus. Järjestelmälle täytyy siis määritellä suunnittelupaine, jolla se on suunniteltu käytettäväksi. Suunnittelupaine on tyypillinen käyttöpaine järjestelmälle. Kun järjestelmästä aiheutuva paine on suurempi kuin suunnittelupaine, niin kara ei avaudu kokonaan, kun saavutetaan maksiminopeus. Paineen jäädessä pienemmäksi kuin suunnittelupaine, niin maksiminopeutta ei saavuteta. Näiden tietojen avulla saadaan tehtyä järjestelmään myötäkytkentä, jolla pyritään kompensoimaan häiriön aiheuttajan vaikutusta.

3.3.2 Nopeussäädin

Takaisinkytketyssä säätöpiirissä mitataan prosessin jälkeen tulevaa signaalia. Sylinteriltä mitataan asematietoa. Nopeussäädintä varten asematiedosta lasketaan ensin keskinopeus siirtymän ja siihen käytetyn ajan avulla. Keskinopeus v_k lasketaan (Haarto 2015, s. 3) mukaan kaavalla

$$v_k = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1}, \quad (3.11)$$

jossa Δx on siirtymä eli paikanmuutos ja Δt on siirtymään käytetty aika.

Säädin on laite tai järjestelmä, joka käsittelee oloarvoa eli mittaussignaalia $y(t)$ ja vertaa sitä asetettuun referenssiarvoon $r(t)$ ja laskee niiden välisen erosuureen $e(t)$ sekä säätöalgoritmin viritysparametrien avulla säätimen lähtömuuttujalle ohjausarvon $u(t)$, joka ohjaa ohjausviestin avulla säätöpiirissä olevaa toimilaitetta. Säädin kerää reaaliaikaisia mittaustuloksia systeemin toiminnasta, vertaa näitä tavoiteltuihin arvoihin, mallipohjainen säädin laskee korjaavat toimenpiteet systeemin mallin avulla vastetarkasteluiden ja säätöparametrien pohjalta sekä tuottaa korjaavan säätötoimenpiteen. (Kippo & Tikka 2008, s. 23,35)

Teollisuudessa yleisin käytetty säädin on rakenteeltaan PID-säädin (Proportional-Integral-Derivate). Vaikka säädin on rakenteeltaan yksinkertainen, se toimii hyvin myös piireissä, joissa vaikuttaa useita häiriö- ja epävarmuustekijöitä. Taulukossa 3 on esitelty PID-säätimen jokaisen osan tavoitteet ja haitat.

Taulukko 3. *P, I ja D osien tavoitteet ja haitat. Muokattu lähteestä (Harju & Marttinen 2000, s. 80)*

	P-osa	I-osa	D-osa
Tavoite	Poistaa virhe	Poistaa pysyvä virhe	Nopeuttaa vastetta
Haitta	Pysyvä virhe	Ylitys, hidas vaste	Herkkyys kohinalle

PID-säätimestä yleisimmin käytetty säädinrakenne on PI-säädin, jolla pystytään hallitsemaan tyyppisimmät teollisuusprosessit. Derivoiva osa vahvistaa osaa häiriöistä kohinaisessa signaalissa. Asematiedosta derivoitu nopeussignaali on kohinaista, jolloin D-osa aiheuttaisi epästabiiliutta. Tarkastellaan siis tarkemmin vain PI-säädintä. PI-säädin koostuu vahvistuksesta eli P-osasta ja integroivasta I-osasta. P-osa antaa ohjauksen perustason ja I-osa kasvattaa lähtöä niin kauan kuin erosuuretta on. (Harju & Marttinen 2000, s. 67,80)

Diskreetti toteutus P-säätimestä on samanlainen kuin aikajatkuva ja voidaan esittää muodossa

$$u(k) = K_p e(k), \quad (3.12)$$

jossa K_p on vahvistuksen arvo ja $e(t)$ on erosuure. (Franklin et al. 1990, s. 223)

I-osa on integraali, joka tarkoittaa erosuureen integroimista jatkuvissa systeemeissä. Nyt kyseessä on diskreettisyys, joten I-säätö on edellisten erosuureiden summa ja esitetään muodossa

$$u(k) = u(k-1) + \frac{K_p T}{T_I} e(k). \quad (3.13)$$

I-säätön pääasiallinen tarkoitus on vähentää tai täysin poistaa vasteen poikkeamaa (steady-state error). (Franklin et al. 1990, s. 224) I-säätö pitää myös itsessään sisällään vahvistuksen K_p , kuten kaavasta (3.13) nähdään.

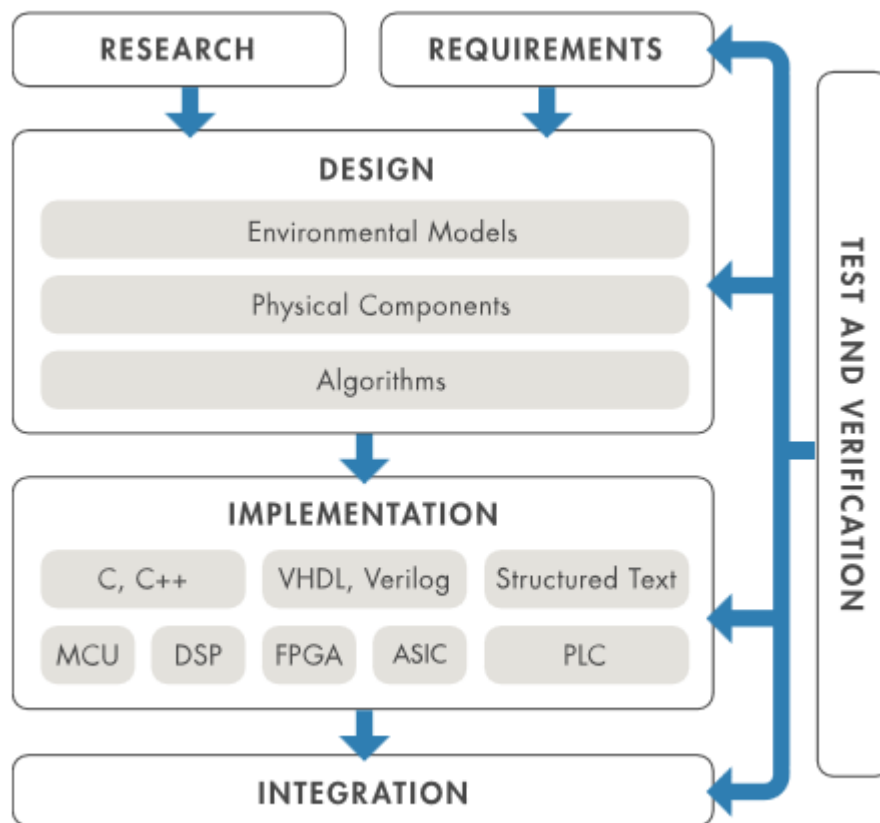
I-osa kerryttää merkittävää virhettä, siten tapahtuu ohjearvon ylitystä ja jatkuvaa kasvua, koska tämä kertynyt virhe purkautuu. Reset-toiminnolla I-osaa pystytään hallitsemaan haluttuihin rajoihin. Reset-toimintoa käytetään, kun ulostulo saturoituu, jotta ohjaus ei jatka virheen integrointia. Jos reset-toimintoa ei olisi, niin integraattorin ulostuloon kertyisin sen verran suuret arvot, että palautuminen normaaliarvoihin kestäisi kauan. (Åström & Wittenmark 1984, s. 184)

3.4 Mallipohjainen systeemikehitys

Simulointi on virtuaalista järjestelmän hahmottamista, jonka avulla pystytään kokeilemaan helposti erilaisia tilanteita ja systeemien käyttäytymistä. Tämä on erittäin kustannustehokasta. Simulointimallin tekemiseen tarvitaan tietokoneen lisäksi siihen tarkoitettu ohjelmisto, eikä tarvitse rakentaa tiettyä konetta alusta asti oikeista raaka-aineista. Näin säästetään merkittävä määrä resursseja ja aikaa. Simuloinnin avulla parametrien ja tehtävien tapahtumien muuttaminen on paljon helpompaa ja nopeampaa kuin oikeassa maailmassa. Mahdolliset viat ja haasteet saadaan hyvän simulointimallin avulla myös esille nopeammin. Simuloinnin avulla saadaan eliminoidua mahdollisten epäonnistumisten lisäksi onnettomuudet. Testaaminen on merkittävästi turvallisempaa simulointimalleilla kuin oikealla testikentällä. Simuloinnin osaaminen ja ymmärtäminen vaativat toki kouluttautumista ja tekijöitä. (Alejo et al. 2014, s. 281)

Simulointi on algoritmeilla rakennettuja piirteitä, jotka esittävät haluttua esinettä tai asiaa, kuten sylinteriä. Virtuaalimaailmassa saadaan hallittua kokonaisuuksia. Sylinteriä mallinnettaessa pystytään huomioimaan gravitaatiovoima, esineen oma aerodynamiikka, kitkavoima ja muut mahdolliset todellisuudessa esiintyvät voimat, jotta saadaan mahdollisimman realistinen kokonaisuus. Simuloinnilla mahdollistetaan kehitettyjen ohjelmistojen testaus ennen kuin ne viedään oikealle laitteistolle testikäyttöön. Simulointi on erittäin hyvä tapa ymmärtää koneiden ja laitteiden toimivuus, dynamiikka ja koneen sisällä olevien systeemien vaikutus toisiinsa. Pelkästään katsomalla autoa pihalla tai ajamalla sitä, kuljettaja ei täysin ymmärrä mitä kaikkea kyseisessä koneessa tapahtuu ja miksi. Simulaatiomallin avulla on mahdollista oppia yksityiskohtaisesti kohteen toimintaa ennen kuin tutustuu reaalikoneeseen. (Alejo et al. 2014, s. 282; Krag 2014, s. 19-20)

MBSD (Model Based System Development) eli mallipohjainen systeemin kehitys on yksi tapa tehdä mallipohjaista suunnittelua. Fyysisten prototyyppien ja tekstitietoihin luottamisen sijaan, mallipohjainen suunnittelu käyttää kehityksessä systeemimallia. Se tukee systeemi- ja komponenttitasoisen suunnittelua ja simulointia, automaattista koodigenerointia sekä jatkuvaa testaamista ja todentamista. Mallipohjaisen suunnittelun työnkulku on esitetty kuvassa 10.



Kuva 10. Model-Based Design Workflow. (MathWorks A 2019)

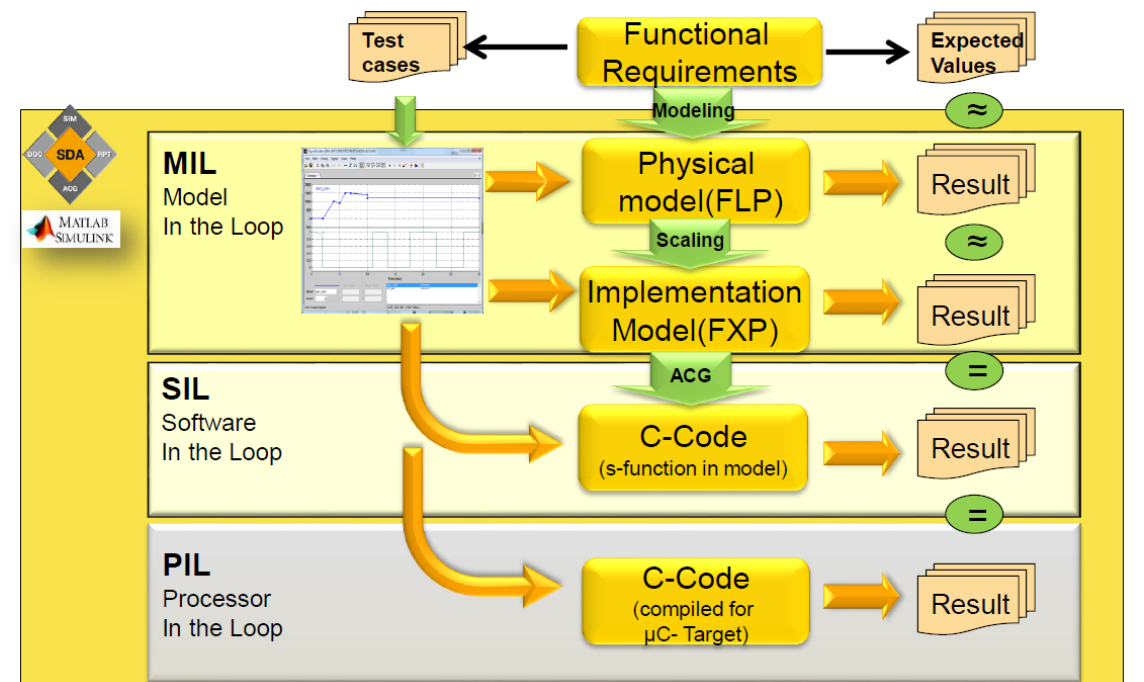
Kokonaisuus koostuu kahdesta isosta osasta. Osat ovat suunnittelu ja toteutus. Suunnitteluvaiheeseen vaikuttaa tutkittava kohde ja siihen kohdistettavat vaatimukset. Vaatimuksiin kuuluu, että malli sisältää kaikki systeemiin vaikuttavat komponentit: algoritmit, ohjauslogiikat, fyysiset komponentit. Näiden avulla saadaan tehtyä simulointimalli, jolla pystytään testaamaan haluttua suorituskykyä. Mallipohjaista systeemiä voidaan ja käytännössä sitä tarvitseeikin testata koko ajan. Näin nähdään, käyttäytyykö komponentit kuten vaatimuksissa on todettu. Testauksen perusteella voidaan muuttaa myös tehtyjä algoritmeja esimerkiksi tarkemmiksi, kun ensin on todettu niiden oikeanlainen toimivuus. Testaaminen on suunnittelussa kiinteästi mukana aivan alusta aivan loppuun.

Siirryttäessä suunnittelu- ja simulointivaiheesta toteutusvaiheeseen puhutaan koodigeneroinista. Tehty algoritmi saadaan suoraan generoitua koodiksi, esimerkiksi C-koodiksi tai VHDL:ksi (VHSIC Hardware Description Language, VHSIC=Very High Speed Integrated Circuit). Luotu koodi voidaan integroida käsin kirjoitettuun koodiin. Tätä koodia voidaan sitten käyttää prototyyppissä tai tuotteessa testattaessa sen toimivuutta todellisuudessa. (MathWorks A 2019)

Diplomityön kannalta tutkimuksessa tehdyn algoritmin täytyy myös olla koodigeneroitavissa kyseiselle työkoneen ohjausmoduulille. Siinä on 16-bittinen prosessori ja mittausdata luetaan CAN-väylältä 20 millisekunnin näytevälillä. Kehitetystä systeemimallista käytetään muuttuva-askelista

ratkaisijaa (variable-step solver). Askelten koko voi muuttua riippuen mallin dynamiikasta. Tämä ratkaisu lisää tai pienentää askelmäärää määritettyjen virhetoleranssien mukaan. Puolestaan kehitetty ohjausalgoritmi toimii kiinteäaskelisella ratkaisijalla (fixed-step solver) koko simuloinnin ajan. Ohjausalgoritmi tehdään vakioaskel koolla, koska siitä halutaan generoida koodia, jota halutaan ajaa reaaliaikaisessa tietokonemallissa. Muuttuvasta askel koosta ei pystytä tuottamaan reaaliaikaista ratkaisua. (MathWorks B 2019)

Mallipohjaisessa simuloinnissa kehitetyn systeemimallin oikeanlaisen toimivuus verifioidaan vertaamalla tuloksia mittauksiin. Ohjausalgoritmin oikeanlainen toimivuus todennetaan simuloimalla sen toimintaa systeemimallissa. Systeemimalliin mallinnetaan koneen rakennetta vastaava malli. Kuvassa 11 on esitetty, kuinka simuloimalla voidaan todentaa mallin verifiointin vaiheet. Kehitetyn algoritmin testaaminen tapahtuu MIL (Model In the Loop) testauksessa. Tämä näkyy kuvassa 11 ensimmäisessä vaiheessa. Diplomityötä varten ei ole tehty SIL (Software In the Loop) tai PIL (Processor In the Loop) testausta.



Kuva 11. Mallin verifiointi simuloimalla. (Narayanamurthy et al. 2014, s. 5)

Diplomityön testit suoritetaan MIL testauksella. Tällä tavalla saadaan todennettua systeemimallin tarkkuus ja sopivuus. MIL testaus tarkoittaa, että mallia simuloidaan viitekehityksessä, joka ei sisällä fyysistä laitteistoa. MIL mahdollistaa testauksen systeemin kehityksen alkuvaiheissa, jolloin muutosten teko on helpompaa kuin myöhäisemmissä kehityksen vaiheissa.

4. SYSTEEMI- JA OHJAUSMALLIEN KEHITYS

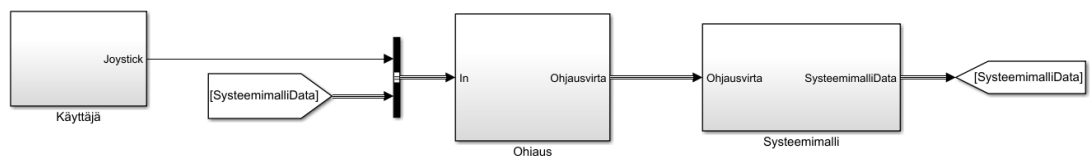
4.1 Systeemimalli

Tutkimusta varten kehitetään systeemimalli ja sille ohjausalgoritmi. Aikaisemmin esitelty mallipohjaisen suunnittelun rakenteen mukaisesti tätä työtä varten on rakennettu simulointimalli, joka koostuu kolmesta pääalimallista. Ne ovat käyttäjä, ohjaus ja systeemimalli. Tämä on esitetty kuvassa 12.

'Käyttäjä' alimalli sisältää joystick-komentojen asettamisen. Käyttäjältä tulee tieto joystick-komennon suuruudesta ja suunnasta. Tämä on toteutettu MATLABin Signal Builder komponentilla. Oikean koneen käyttäjä antaa samalla tavalla joystick-komennoilla ohjauksia, jotka ohjausalgoritmin avulla toteuttavat ohjelmoidut toiminnot.

'Ohjaus' alimalli sisältää ohjausalgoritmit. Työtä varten on mallinnettu suoraan virtaohjattu ohjaustapa eli 'baseline' ja kehitetty myötäkyytkentä ja takaisinkytkentää säättävät ohjaukset. Baseline sisältää avoimen ohjauksen. Myötäkyytkentä sisältää avoimen ohjauksen ja kompensoinnin. Takaisinkytkentä sisältää ohjauksen, säätimen ja kompensoinnin. Alimallissa kehitetty algoritmi on koodigeneroitavissa työkonene ohjainmodulille. Tämä tarkoittaa, että ohjausmalli on diskreettinen malli ja simuloinnin askelpituudeksi on määritetty 0,02 sekuntia.

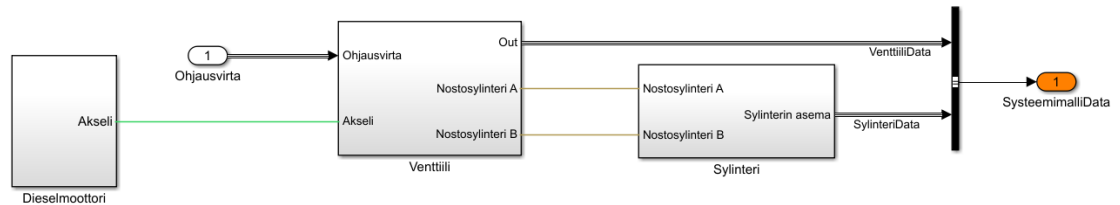
'Systeemimalli' sisältää toimilaitteen eli sylinterin, venttiilit ja dieselmoottorin. Tämä malli on puolestaan aikajatkuva dynaaminen prosessimalli. Mallista tulee takaisinkytkentä säätimelle, koska sylinterin asematietoa ja A-T paine-eroa tarvitaan ohjausalgoritmeissa.



Kuva 12. Mallipohjaisen suunnittelun rakenne diplomityössä

Kuvassa 13 on esitetty alimallin 'Systeemimalli' sisältö. 'Dieselmoottori' alimallista lähtee signaali 'Akseli', joka menee 'Venttiili' alimalliin. 'Akseli' signaalista välittyy tieto siirtyvästä pyörimisnopeudesta pumpulle, joka tuottaa sen takia virtausta. Pumpun tuottama öljynvirtaus ohjataan venttiili-lohkon kautta sylinterille. Riippuen ohjausvirrasta virtaus ohjataan joko nostosylinterin A-puolelle tai B-puolelle. 'Venttiili' alimalliin tulee sisääntulona myös ohjausvirta, joka tulee kuvan 12 mukaisesti 'Ohjaus' alimallilta. Ohjausvirran muodostaminen esitellään myöhemmin. 'Venttiili' alimallista

ylimpänä ulostulona on 'VenttiiliData', joka on A-T kammioiden välinen paine-ero. 'Sylinteri' alimallista ulostulona on sylinterin asematieto. Tämä signaali on nimetty 'SylinteriData'. Systemimallin ulostulona on 'SystemimalliData', joka sisältää A-T paine-eron ja sylinterin asematiedon. Paine-tietoa tarvitaan myötä- ja takaisinkytketyssä ohjausmallissa ja sylinterin asematietoa käytetään takaisinkytketyssä ohjausmallissa.

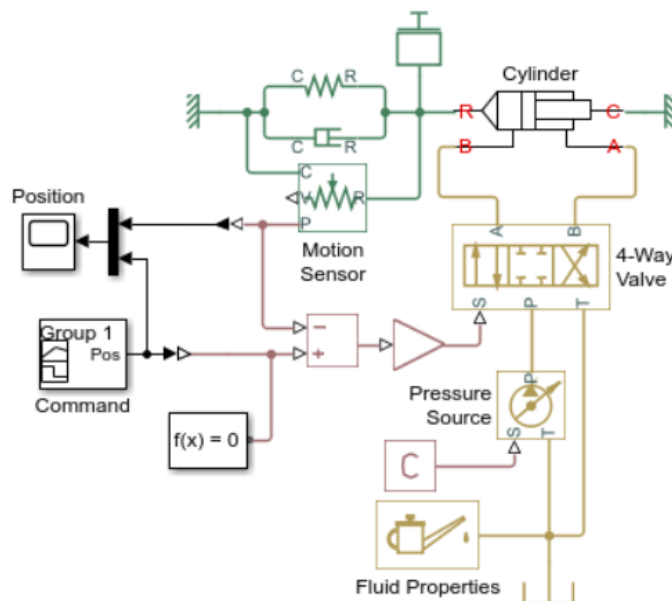


Kuva 13. Systemimalli

Kehitetyllä systemimallilla pyritään jäljittelemään oikean koneen toiminnallisuutta tarkkaan. Venttiilin ominaisuuksia kuvaajat ominaiskäyrät ja parametritiedot saadaan valmistajan ilmoittamista tiedoista. Sylinterin dimensiot ovat tiedossa, koska tiedetään tutkittavan koneen malli.

4.1.1 Sylinterimalli

Sylinterimallin rakentamisessa on käytetty referenssinä MathWorksin hydraulisylinterin mallia. Tämän mallin pohjalta on lähdetty kehittämään laajempaa mallia, jota voidaan hyödyntää diplomityössä. MathWorksin hydraulisylinteri on esitetty kuvassa 14. Siinä näkyy myös suuntaventtiili ja ohjauksen toteutus.



Kuva 14. MathWorksin hydraulisylinteri. Muokattu lähteestä (MathWorks C 2019).

Diplomityössä sylinteri ja venttiililohko on esitetty erikseen, koska niiden mallit sisältävät enemmän komponentteja kuin MathWorksin yksinkertainen malli. Lisäksi järjestelmän komennot tulevat aiemmin esitetyn rakenteen (kuva 12) mukaan 'Käyttäjä' alimallista.

Sylinterimalli esittää nostosylinterin toimintaa. Oikeasti tutkittavassa kaatokasauskoneessa on kaksi nostosylinteriä, mutta yksinkertaistamisen takia se on huomioitu mallissa laittamalla yhdelle sylinterille kaksinkertainen pinta-ala. Sylinterin varren päähän on mallinnettu massakomponentti, joka on nimeltään 'Inertia'. Tällä pyritään kuvaamaan kaatopäästä ja taittopuomista aiheutuvaa inertiaa. Inertia on hitautta, joka vaikuttaa vain nopeuden muutostilanteissa. Kun massaa kiihdytetään, niin kyseinen kappale pyrkii vastustamaan nopeuden muutosta inertiavoiman avulla. Mitä suurempi kiihdytettävä massa on, niin sitä suurempi on myös inertiavoima. Tämä perustuu mekaniikan 2. perustuslakiin, joka määritellään seuraavasti:

$$F = ma, \quad (4.1)$$

jossa F on kappaleen kiihdyttämiseen tarvittava voima, m on kappaleen massa ja a on kappaleen kiihtyvyys. (Aalto Yliopisto s. 19)

Riippuen taittopuomin etäisyydestä nostopuomiin se aiheuttaa eri määrän inertiaa, jolloin nostosylinteriltä tarvitaan siitä riippuva määrä voimaa. Tämä on seurausta taitto- ja nostopuomin vipusuhteista. Koska etäisyys vaikuttaa myös inertiaan, niin massan aseman perusteella täytyy myös määritellä inertiamomentti J , joka määritellään seuraavasti:

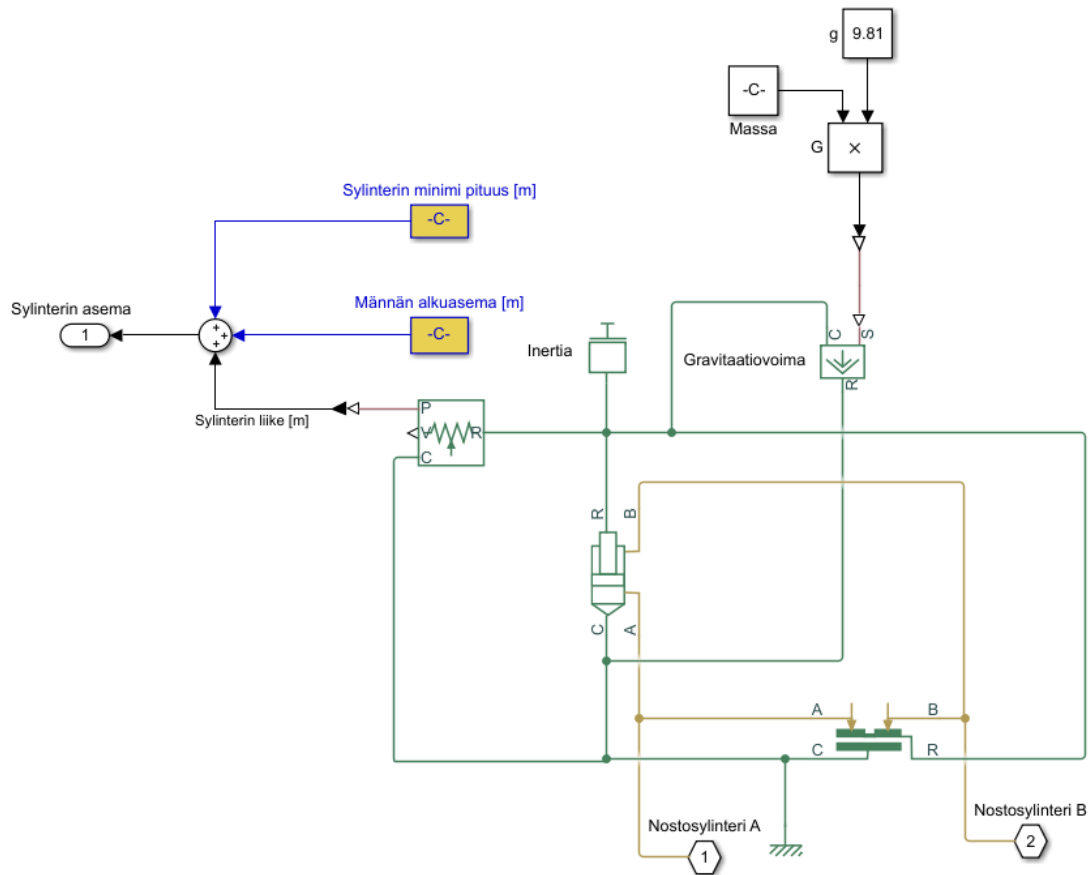
$$J = mr^2, \quad (4.2)$$

jossa J on kappaleen inertiamomentti, m on kappaleen massa ja r on etäisyys pyörimisakselista. (Haarto & Karhunen)

Oikeaa konetta ja sen sylinteriä mallinnettaessa täytyy huomioida myös ulkoiset vaikuttavat voimat. Sylinteriin vaikuttaa gravitaatiovoima kaava 2.1 mukaisesti. Gravitaatiossa on käytetty samaa massaparametria kuin sylinterin päähän liitettyssä inertia-komponentissa, jotta tulokset olisivat oikeita. Malliin on liitetty myös kitkakomponentti, jotta sylinterin toiminta olisi todenmukaisempaa.

Mallissa sisään tuloina toimivat 'Nostosylinteri A' ja 'Nostosylinteri B' PMC (Physical Modeling Connection) portit. Sylinterille menee sisään tuloporteista tilavuusvirtaa. Ohjattaessa nostoliikettä, tilavuusvirtaa ohjataan A-kammioon ja laskuliikkeen ohjaus tapahtuu tilavuusvirran ohjauksena B-kammioon. Sylinterin liike liikuttaa 'Inertia' komponenttia. Sylinterin aseman muutosta mitataan liikeanturilla.

Sylinterimallissa on käytetty jousityyppistä anturia sylinterin aseman muutoksen mittaamiseen. Sylinterin todellinen asema lasketaan summana sylinterin minimipituudesta (eli tilanteesta, jolloin männän varsi on täysin sisällä), männän alkuasemasta ja anturilta tulevalta sylinterin sen hetkisestä asemasta. Simulointimallin validointi mittaustilanteessa käytössä on vaijerilla toimiva pontiometri. Sylinterin pituustietoa käytetään sen ohjaamiseen takaisinkytketyssä ohjauksessa. Sylinterin simulointimalli on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Sylinterin simulointimalli.

Kitkakomponentin, molempien massojen, sylinterikomponentin tiedot, sylinterin minimipituus ja männänvarren alkuasema ovat parametritietoja MATLAB-koodissa.

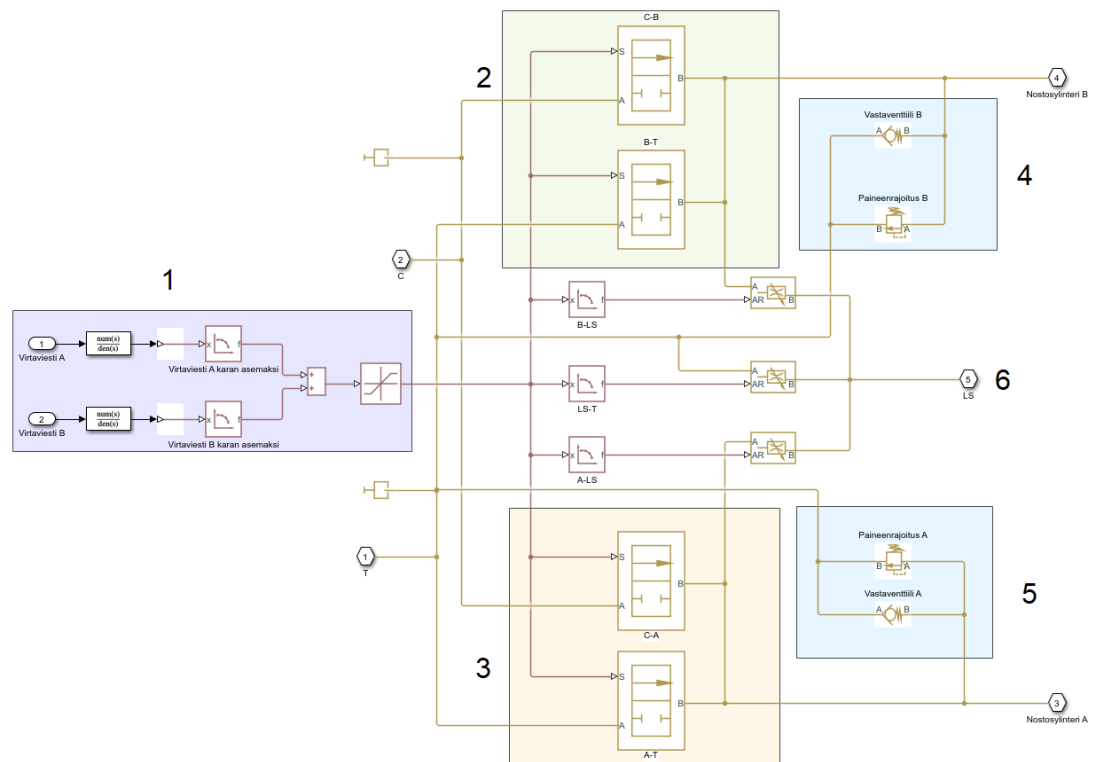
4.1.2 Venttiilimalli

Tutkittava järjestelmä on venttiiliohjattu. Diplomityön simuloinnin venttiilimallissa on käytetty referenssinä Parkerin K220LS suuntaventtiilin hydraulikaaviota, joka esiteltiin aikaisemmin kuvassa 3. Kuvassa 16 on esitetty venttiilin simulointimalli sisältäen numeroituja osia 1-6.

Numerolla 1 on esitetty esiohjausventtiilin rakenne ja toiminnallisuus. Sisääntuloina toimivat esiohjausvirrat 'Virtaviesti A' ja 'Virtaviesti B', jotka nimiensä mukaan ovat ohjausesta tulevia virtasignaaleja esiohjausventtiilin solenoideille A ja B. Kuvassa 12 esitetty mallirakenteen mukaan 'Ohjaus' alimallista tulee signaali 'Ohjausvirta'. Tämä signaali jakautuu 'Virtaviesti A:ksi ja B:ksi',

riippuen ohjauksesta. Virrat menevät siirtofunktiosta läpi, millä kuvataan venttiilin dynamiikkaa. Siirtofunktiossa käytetään ensimmäistä kertalukua 0,04 aikavakiolla. Tämän jälkeen virtasignaalit muutetaan taulukoiden 'Virtaviesti A karan asemaksi' ja 'Virtaviesti B karan asemaksi' mukaisesti karan asemaksi. Karan aseman ja sitä vastaavan virran suhde on venttiili toimittajalta saatua dataa. Saadut asema-arvot summataan ja ajetaan pääkaralle. Venttiilin kara aukaisee tietyt virtaus-suunnat riippuen saadusta karan asema-arvosta. Karan asema ja sitä vastaava karan avaus-pinta-ala on myös venttiilivalmistajalta saatua dataa.

Kuvassa 16 on esitetty B-puolen virtaussuunnat C-B ja B-T numerolla 2 ja A-puolen virtaussuunnat C-A ja A-T numerolla 3. Jokaiseen neljään virtaussuunnan porttiin tulee sisääntulona karan avaumatieto, jonka perusteella venttiili aukeaa määrätyn pinta-alan verran määrättyyn suuntaan. C-A ja C-B portteihin tulee lisäksi sisääntulona pumpun tuotto 'C'. A-T ja B-T portit ovat yhdistetty tankkilinjaan 'T'. Tankkilinja on yhteydessä myös LS-linjaan sekä A- ja B-puolen antikavitaatio-venttiileihin. Numeroilla 4 ja 5 on esitetty antikavitaatioventtiilit A- ja B-puolelle. Nämä koostuvat vastaventtiilistä ja paineenrajoitusventtiilistä, kuten Parkerin hydraulikaaviossakin kuvassa 3. Tankista tulee antikavitaatioventtiilin läpi öljyä, kun alipainetta syntyy työpuolelle. Suuntaventtiilit ja antikavitaatioventtiilin ulostulot yhdistyvät, jolloin koko venttiililohkon ulostuloina toimivat 'Nostosylinteri A' ja 'Nostosylinteri B'. Numerolla 6 on esitetty LS-linjan ulostulo.



Kuva 16. K220LS suuntaventtiilin simulointimalli

Sylinteri- ja venttiilimallit on tehty simulinkin Simscape komponenteilla. Hydraulikomponenttien välillä on fyysinen signaali, kun ohjauksien välillä toimii ohjaussignaali. Ohjaussignaali on yksikötön, mutta fyysisille signaaleille täytyy määrittää yksiköt.

4.2 Systeemimallin validointi

Koejärjestelyt suoritettiin testikentällä, jossa käytössä oli diplomityössä tutkittava tela-alustainen kaatokasauskone. Koneesta oli tarkoituksena mitata nostosylinterin aseman muutoksen nopeutta erilaisilla ohjausvirroilla ja erilaisilla kuormituksilla.

Koejärjestelyissä sylinterin aseman mittaaminen toteutettiin ”jojo”-tyyppisellä anturilla, joka oli tyy-piltään potentiometri. Sylinterin yläpäähän kiinnitettiin vaijeri ja alapäähän jousikuormitteinen kela. Anturin virtaviestin perusteella saatiin sylinterin asematieto.

Nostopuomin staattinen ohjaaminen tehtiin eri taittopuomin asennoilla. Tavoitteena oli mitata nostosylinterin nopeutta asematiedon perusteella. Mittaukset suoritettiin kuudella vakio virta-arvolla. Vakio virta-arvot saatiin ajamalla aina maksimivirralla. Maksimivirta rajoitettiin kuuteen eri arvoon suoritusten aikana. Näin saatiin eri ohjausvirroilla mittaustuloksia. Mittaukset tehtiin kahdella eri taittopuomin asennolla (minimi- ja maksimipituus), jotta nostopuomille saatiin erilaiset paineet.

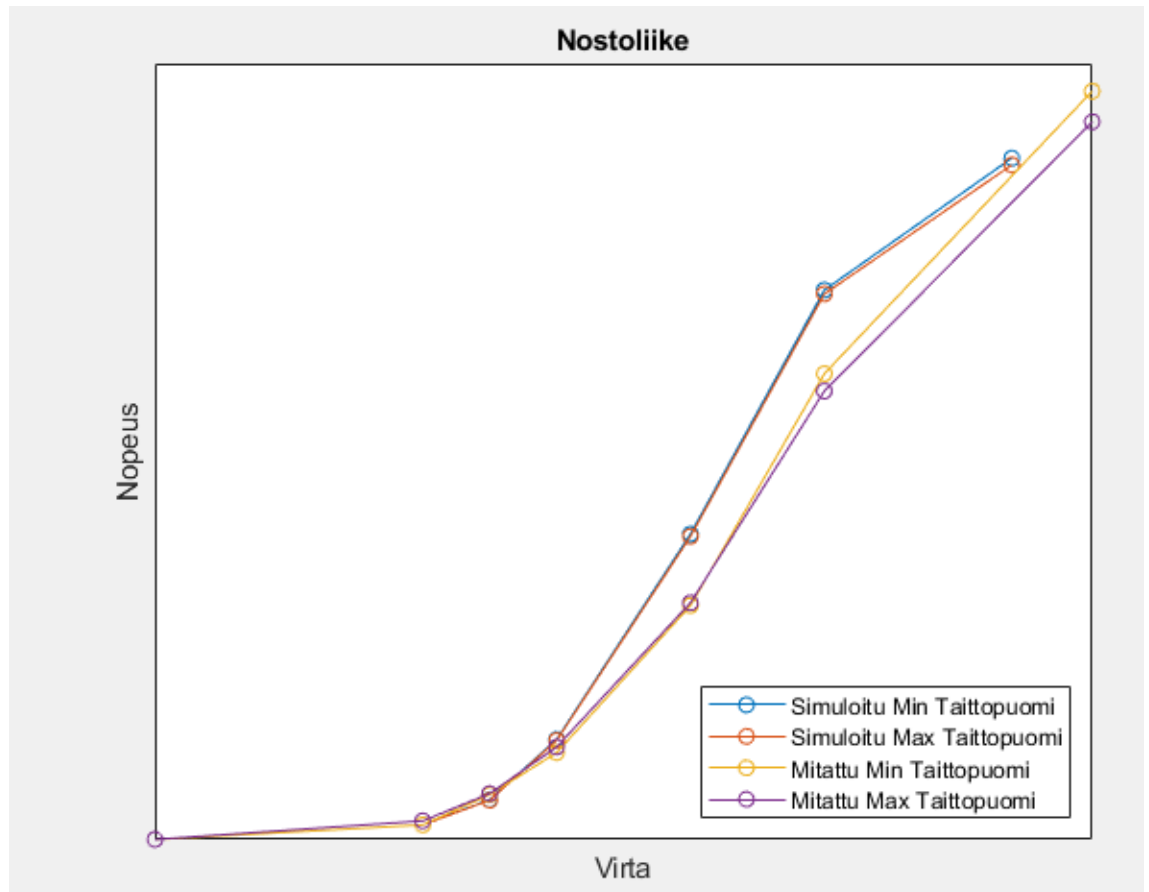
Testin menettelytapa:

- Nostopuomia liikutettiin ylös vakio ohjausvirralla. Puomin saavutettua korkein asema vastaavalla ohjausvirralla ajettiin nostopuomi alas.
- Testissä käytetään kuutta (6) eri virtamaksimia.
- Mittaukset toistettiin eri taittosylinterin pituuksilla: maksimi pituudella ja tuomalla taittosylinteriä niin paljon sisään kuin mahdollista eli saatiin taittopuomi lähes koneeseen kiinni.
- Taittosylinterin ohjaamisen jälkeen pyrittiin odottamaan hetki, jotta harvesteripää ei heilunut paljon, koska se olisi aiheuttanut merkittävää häiriötä. Harvesteripään vakauduttua suoritettiin nostosylinterin ohjaaminen.

Tätä työtä varten tarvittiin myös painetiedot sekä A- ja B-kammioista että tankista. Kammioiden painetiedot mitattiin venttiililohkon jälkeen. Järjestelmän paineet riippuivat taittopuomin etäisyydestä nostopuomiin, sekä ohjausvirran suuruudesta että suunnasta. Tehtyjen painemittausten perusteella saatiin määriteltyä painetta vastaava voima kaavalla

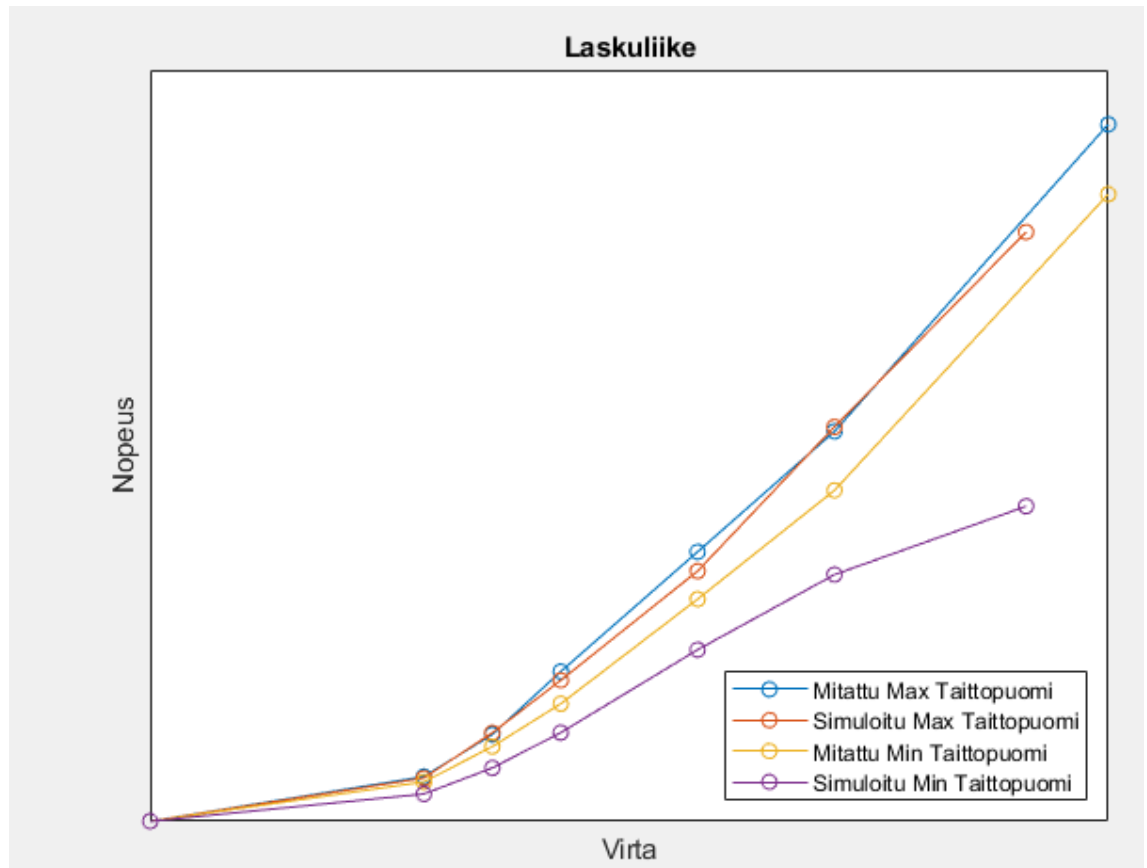
$$F = pA, \quad (4.3)$$

jossa p on mitattu paine sylinterikammiossa ja A on sylinterin pinta-ala. (Fonselius et al. 1998, s. 67) Näin saadaan tehtyyn simulointimalliin oikeaa painetta vastaava gravitaatiovoima, joka on mallinnettu sylinterimallissa. Nosto- ja laskuliikkeen validointi tapahtui mittauksia vastaavilla paineilla. Näillä tiedoilla saatiin validoitua tehty simulointimalli oikean koneen mittauksilla. Kuvissa 18 ja 19 on esitetty oikean koneen ja simulointimallin nopeudet edellä määritetyillä virta-arvoilla sekä nosto- että laskuliikkeelle. Kuvaajista on jätetty numeroarvot pois.



Kuva 17. Nostoliikkeen validointi

Nostoliikkeessä simulointimalli vastaa lähes täysin mitattuja tuloksia pienillä virroilla. Validoinnissa on keskitytty pienien virtojen yhdenmukaisuuteen. Suuremmilla virroilla eroja alkaa syntyä. Laskuliike on ongelmallisempi, koska suoraan joystick ohjattu järjestelmä ei ota ollenkaan huomioon painetietoa.



Kuva 18. Laskuliikkeen validointi

Laskuliikkeessä huomataan selkeää eroa simuloitujen ja mitattujen nopeuksien välillä sekä taittopuomin ollessa lähellä että kaukana. Laskuliikkeessä mitattuihin nopeuksiin ei päästä ohjaus-algoritmin avulla ilman, että ohjausalgoritmia kehitetään. Voidaan kuitenkin todeta, että tehdyllä simulointimallilla pystytään jäljittelemään oikean koneen puomin liikkeitä.

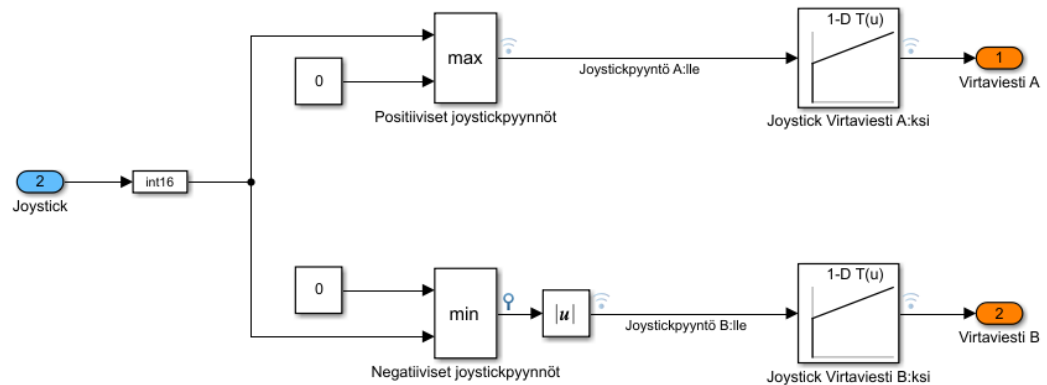
4.3 Ohjaus- ja säätömallit

4.3.1 Baseline eli lähtötilanne

Ohjausalgoritmien kehittämisen ensimmäinen toiminto on joystick-komennon skaalaaminen suoraan virta-arvoksi. Maksimivirta saadaan ohjaussuunnan maksimi joystick-komennolla ja minimivirta saavutetaan pienimmällä ohjaussuunnan joystick-komennolla. Baseline ohjaus on lineaarinen. Ohjauksessa ei huomioida sylinterin asema-arvoa, eikä A-T kammioiden välistä paine-eroa. Tämän ohjaustavan pohjalta on lähdetty kehittämään tarkempia ohjauksia.

Baseline ohjauksessa joystick-komento tulee 'Käyttäjä' alimallista kuvan 12 eli mallipohjaisen suunnittelun rakenteen mukaisesti. Joystickin arvo on väliltä [-1000 1000]. Positiivisilla arvoilla ohjataan nostoliikettä ja negatiivisilla laskuliikettä. Aluksi erotellaan Min ja Max -komponenteilla

ohjaukseen tulevan komennon arvo. Tämän jälkeen taulukoilla 'Joystick Virtaviesti A:ksi' ja 'Joystick Virtaviesti B:ksi' muutetaan joystick-komento sitä vastaavaksi virraksi. Baseline ohjauksessa ohjausvirran arvo on suoraan verrannollinen joystick-komentoon. Minimi joystick-komennolla saadaan minimivirta. Minimivirrasta maksimivirtaan asti virta on suoraan verrannollinen joystick-komentoon. Ohjauksesta virtaviestit A ja B menevät esiohjausventtiilille kuten venttiilin simulointimallissa kuvassa 16 kuvattiin. Virtaohjauksen baseline on esitetty kuvassa 19.



Kuva 19. Virtaohjauksen baseline eli lähtötilanne

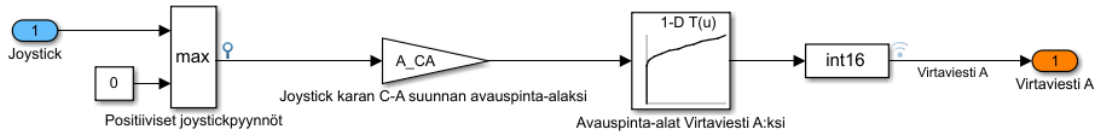
Tässä ohjauksessa ei oteta huomioon kuin minimi- ja maksimivirrat. Ongelmallisuuden tuo se, että venttiilin avauskäyrä ei ole lineaarinen. Maksimivirralla päästään kyllä maksimiavaumaan, mutta minimi- ja maksimivirtojen välillä olevilla virroilla oikea avauma ei toteudu näin suoraviivaisessa ohjauksessa. Lisäksi laskuliikkeessä ei oteta mitenkään huomioon kuormasta aiheutuvaa painetta, jolloin simulointimallilla ei päästä niin suuriin nopeuksiin kuin oikeassa tilanteessa.

4.3.2 Myötäkytkentä

Myötäkytketyssä mallissa on käytössä tiedot järjestelmän paine-erosta A-kammiosta tankkiin, käytettävän venttiilin avauma data ja joystick ohjauskomennot. Paine-tietoa käytetään vain meter-out tilanteissa nopeuden hallitsemiseen. A-kammion ja tankin välisellä paine-erotiedolla pyritään kompensoimaan painevaihteluiden vaikutusta toimilaitteen nopeuteen. Myötäkytkentää käytetään vain meter-out ohjauksessa.

Nostoliikkeen ohjaus tapahtuu seuraavalla periaatteella. Järjestelmää ajettaessa joystickin maksimiarvolla 1000 pitää venttiilin avaumapinta-ala olla myös suurin mahdollinen. Venttiilinvalmistajan julkaisemasta datasta nähdään K220LS suuntaventtiilin maksimiavauma pumpulta A-kammion suuntaan. Joystick-komennon maksimiarvo on 1000. Tämän perusteella joystick-komento saadaan muutettua avauma pinta-alaa vastaavaksi arvoksi kertoimella 'A_CA', joka on maksimiavauma jaettuna tuhannella. Karan avauma data on taulukoitu 'Avauspinta-alat Virtaviesti A:ksi' taulukkoon.

Karan avauma ei ole lineaarinen, joten siitä täytyy tehdä sovite. Näin joystick-komennosta on saatu muodostettua 'Virtaviesti A'. Tämä virtaviesti lähtee esiohjausventtiilille, joka liikuttaa sovitteen mukaisesti suuntaventtiilin karaa muodostaen sovitteen suuruisen avauspinta-alan. Näin ol-
len maksimi joystick-komennolla saadaan maksiminopeutta ja pienemmillä komennolla vastaa-
vasti pienempiä nopeuksia. Nostoliikkeen ohjaus on esitetty kuvassa 20.



Kuva 20. Nostoliikkeen ohjaus venttiilin karan pinta-ala tiedon avulla

Laskuliike on hieman vaativampi tapaus. Siinä täytyy huomioida vallitseva paine-ero A-kammion ja tankin välillä. Paine-eron huomioiminen tehdään myötäkytkennän avulla. Mallin sovite 'Avauspinta-alat Virtaviesti B:ksi' on tehty samalla periaatteella kuin ylöspäin liikkeenkin sovite. Tässä sovitteessa on käytetty A-T suunnan karan avauma dataa, joka saadaan venttiilinvalmistajalta.

Joystick-komento skaalataan ensin tilavuusvirraksi, jotta päästään laskemaan kuristusyhtälön avulla karan pinta-alaa. Yhtälön 3.8 mukaisesti tilavuusvirta riippuu virtaavan nesteen nopeudesta ja putken poikkipinta-alasta. Putken poikkipinta-ala tunnetaan, joten maksimitilavuusvirran tuntemiseen tarvitaan nesteen maksiminopeus. Tämä saadaan suunnittelupaineen avulla. Määritellään suunnittelupaineeksi $p_{supa} = 150 \text{ bar}$. Kaavalla 3.10 saadaan laskettua nopeuden maksimiarvo.

$$v = \frac{A_{kara}}{A_{syl}} * \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

jossa A_{kara} on karan maksimiavauma, A_{syl} on kahden nostosylinterin yhteispinta-ala, μ on purkautumiskerroin ja ρ on öljyn tiheys. Näillä tiedoilla saadaan laskettua sylinterin laskuliikkeelle maksiminopeus v_{max} edellä määritetyllä suunnittelupaineella. Maksiminopeutta vastaava tilavuusvirta Q_{max} lasketaan v_{max} ja A_{kara} avulla.

Simulointimallin suunnittelussa yhtälöstä 3.9 on ratkaistu karan pinta-ala A_{kara} ja yhtälö on jaettu kolmeen tekijään seuraavasti:

$$A_{kara} = Q * \frac{\sqrt{\rho}}{\mu\sqrt{2}} * \frac{1}{\sqrt{\Delta p}}, \quad (4.4)$$

jossa $\frac{\sqrt{p}}{\mu\sqrt{2}}$ koostuu muuttumattomista vakioista. Nyt yhtälön 4.4 kaksi ensimmäistä tekijää voidaan yhdistää yhdeksi tekijäksi 'A_AT'. Kerroin on jaettu tuhannella, jotta joystick-komennot saadaan skaalattua vastaavaksi karan pinta-alaksi.

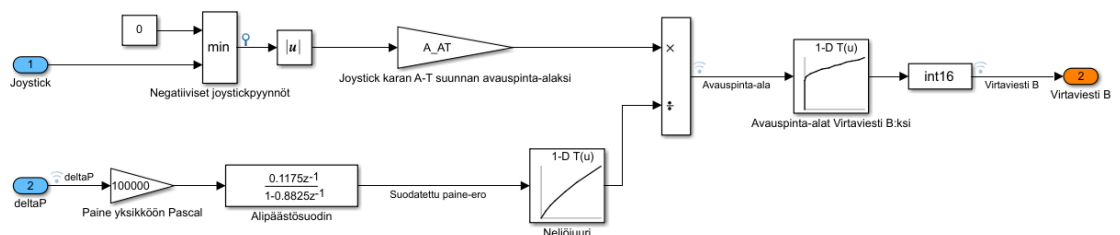
Painetieto on järjestelmässä muuttuva tekijä, joten se tulee omana sisääntulona venttiilin avauspinta-alan laskentaan. Paineesta lasketaan neliöjuuri taulukon 'Neliöjuuri' avulla. Tässä työssä määritellään, ettei paine-ero A-kammion ja tankin välillä mene negatiiviseksi. 'Neliöjuuri' taulukossa saturoinnin avulla on huomioitu, ettei paineen arvo putoa nolaksi ja tapahdu nolalla jakamista.

Paine-erosignaali on kohinaista, joten sitä varten malliin on tehty alipäästösuodatin diskreetillä ensimmäisen kertaluvun siirtofunktiolla. Alipäästösuotimella pyritään puhdistamaan signaali haitallisesta korkeataajuisesta kohinasta. Suodattimeen on haettu aikavakion arvo, jolla alipäästösuodattimen päästö saadaan halutulle taajuudelle. Siirtofunktion aikavakion arvo määritettiin aikajatkuvassa muodossa arvoon 0,16. Siirtofunktion aikajatkuvamuoto on esitetty kaavassa 4.5.

$$\frac{1}{0.16s + 1} \quad (4.5)$$

Koska säätömalli on diskreettinen, niin siirtofunktio täytyy esittää diskreettinä ja se on esitetty kuvassa 21 komponenttina 'Alipäästösuodin'. Paine-erosignaali on täten jalostettu jatkokäyttöä varten.

Täten saadaan kuristusyhtälön avulla joystick-komennosta ja A-kammion ja tankin välisestä paine-erosta kysytty kuristuspinta-ala. Myötäkylkentä perustuu häiriön vaikutuksen kompensointiin. Kuorman muutoksen aiheuttama paine-eron muutos saadaan huomioitua ohjausvirrassa. Laskuliikkeen myötäkylkentä on esitetty kuvassa 21.

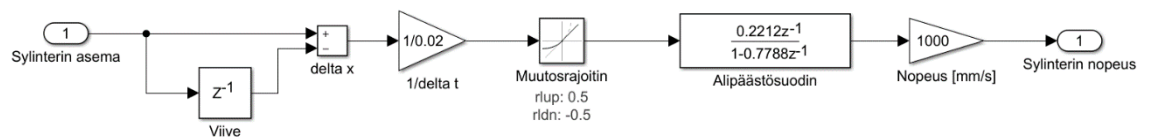


Kuva 21. Laskuliikkeen myötäkylkentä

Järjestelmässä pitää huomioida, ettei solenoidille B mene virtaa, kun joystick-komento on positiivinen. Näin ollen ensimmäisenä rajoitetaan, että vain negatiiviset joystick-komennot huomioidaan. Tämän jälkeen niistä otetaan itseisarvo, jotta voidaan käsitellä positiivisia arvoja. Karan avauspinta-ala on kuitenkin aina ei-negatiivinen.

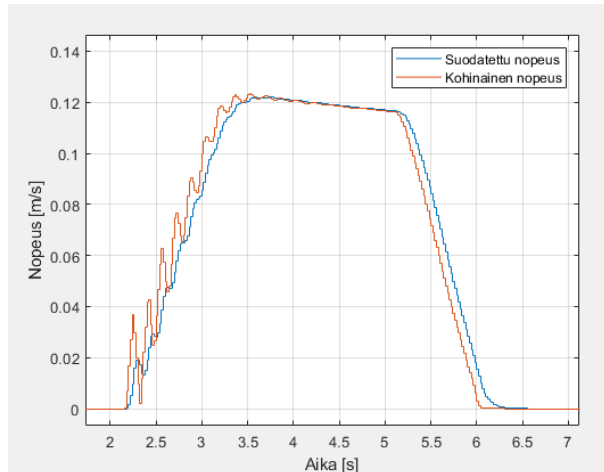
4.3.3 Takaisinkytkentä

Takaisinkytketyssä järjestelmässä sylinteriltä mitataan asematietoa. Asematiedosta lasketaan kaavan 3.11 mukaisesti nopeutta. MATLABin 'Viive' komponentilla saadaan asematiedot määritetyn viiveen jälkeen. Saadaan siis määriteltyä tarvittava Δx . Koska prosessimalli on diskreettinen, niin näyteväliksi Δt on määritelty 0.02 sekuntia. Sylinterin asematiedosta laskettu nopeus on esitetty kuvassa 22.



Kuva 22. Sylinterin asematiedosta laskettu nopeus

Lasketulle nopeudelle on kaksi eri suodatinta. Ensimmäinen suodatin on 'Muutosrajoitin', jolla saadaan suodatettua järjestelmästä johtuvat merkittävän suuret häiriöpiikit. Tämä suodatin käsittelee aseman 1. derivaattaa rajoittaen siis nopeuden muutosta eli toimii kiihtyvyyden rajoittimena. Toinen suodatin on diskreetti siirtofunktio 'Alipäästösuodin'. Tämä suodatin toimii alipäästäsuodattimena. Kuvassa 23 on esitetty kohinaisen ja suodatetun nopeuden ero eli nopeudet ennen ja jälkeen siirtofunktiolla tehdyn alipäästäsuodattimen. Inertia aiheuttaa värähtelyä nopeuden muutostilanteissa. Värähtelyä aiheutuu suodattamattomaan nopeuteen, koska järjestelmä joustaa. Inertia ja jousto ovat mekaanisen värähtelyn edellytykset. Hydraulinesteen kokoonpuristuminen yhdessä inertian kanssa aiheuttaa myös värähtelyä. Alipäästäsuodattimelle haettiin riittävä aikavakion arvo, jotta suodin puhdistaa kohinaisesta nopeudesta merkittävän osan haitallisesta taajuudesta pois aiheuttamatta kuitenkaan liiallista viivettä. Kuvassa 23 näkyy suodatuksen tulos. Suodatuksen jälkeen nopeus muutetaan yksikköön mm/s . Ulostulo on nimeltään 'Sylinterin nopeus' ja sitä käytetään vielä myöhemmin, kun kerrotaan säätimen toiminnasta.

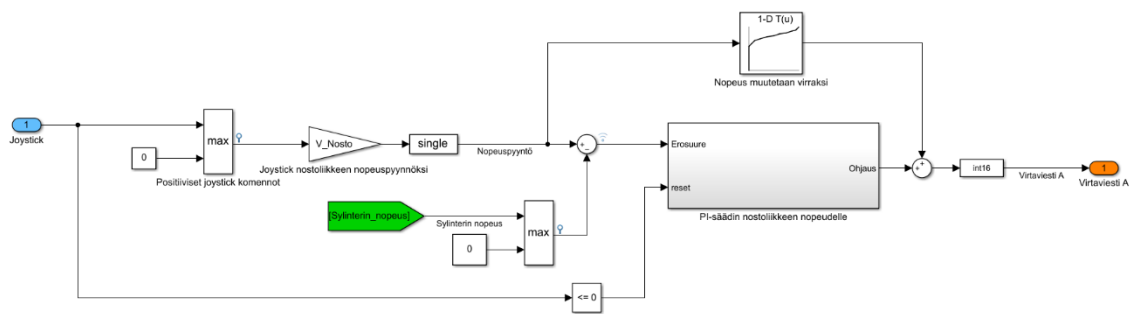


Kuva 23. Kohinainen ja alipäästösuodatettu nopeus

Referenssiarvo on pyydettyä nopeutta, joka muodostuu joystick-komennon perusteella. Nostoliikkeen ohjauksessa ilman takaisinkytkentää joystick-komento muutettiin venttiilin karan pinta-alan avulla sitä vastaavaksi ohjausvirraksi. Takaisinkytketyssä säädössä käytössä on sylinterin asematieto, jonka avulla saadaan maksiminopeus. Ajettaessa nostoliikettä maksimi joystick-komennolla saadaan sitä vastaava maksiminopeus. Joystick-komento on suoraan verrannollinen sylinterin liikkeeseen. Näin saadaan joystick-komennolle laskettua asematiedon perusteella nopeutta vastaava kerroin 'V_Nosto'. Joystick-komento pystytään tämän kertoimen avulla muuttamaan nopeuspyynnöksi. 'V_Nosto' kertoimen avulla saadaan siis referenssiarvo 'Nopeuspyyntö'. Nostoliikettä ajetaan vakio välein joystick-komennolla, jolloin saadaan joystick-komentoja vastaavia nopeuden arvoja. Samalla tapaa on taulukoitu joystick-komentoja vastaavat virta-arvot. Tämän perusteella nopeudet taulukoitiin virran suhteena taulukkoon 'Nopeus muutetaan virraksi'. Kyseinen taulukko on antaa joystick-komentoa vastaavan virta-arvon ja tähän arvoon summataan säätimen ulostulo, jolloin virta-arvo muuttuu säätimen mukaan. Tämä on käytännössä myötäkkyntä.

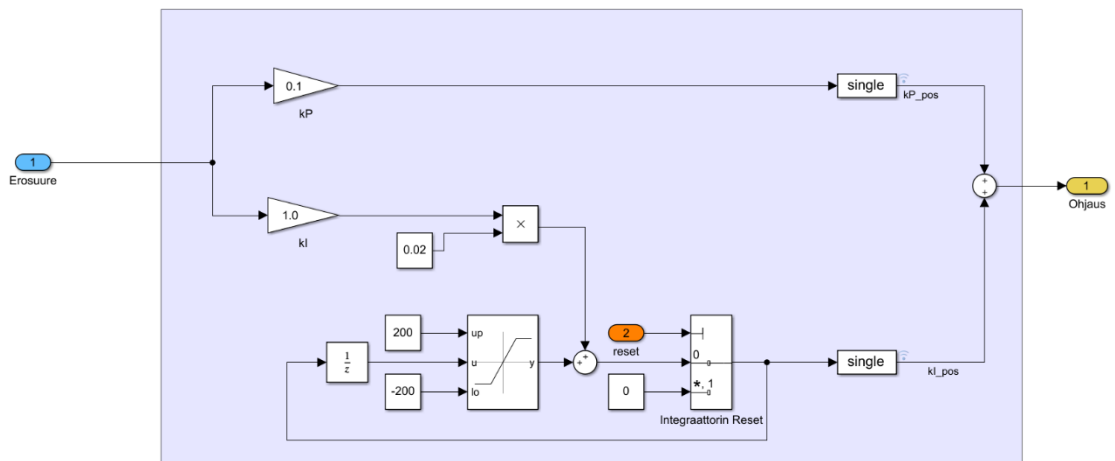
Erosuureen muodostamiseen tarvitaan mittaussignaali eli oloarvo 'Sylinterin nopeus', joka vähennetään asetetusta referenssiarvosta 'Nopeuspyyntö'. Mittaussignaalin muodostaminen käytiin läpi kuvassa 22. Summauksen jälkeen erosuuresignaali menee alimalliin 'PI-säädin nostoliikkeen nopeudelle'. Alimalliin menee myös 'reset' sisääntulo, jota tarvitaan integraattorin nollaamiseen. Reset-toimintoa käytetään, kun joystick ohje on toiseen suuntaan. Eli Solenoidin ohjauksen ollessa nolla, niin integraattorin arvon pitäisi myös olla nolla. Vastaavasti integraattori alkaa arvosta nolla, kun suunta vaihtuu. Kyseisessä tilanteessa saattaa esiintyä wind-up ilmiötä. Erityisesti liiallinen ohjearvon ylitys on ongelma. Ilmiötä pyritään ehkäisemään 'anti wind-up' toiminolla, joka käytiin teoriaosuudessa läpi.

Säätimen jälkeen on myötäkkyntä, jossa ohjaussignaaliin summataan referenssiarvosta virraksi muutettu signaali. Näin on saatu muodostettua esiohjausventtiilille menevä 'Virtaviesti A'. Nostoliikkeen takaisinkytketty säätöpiiri on esitetty kuvassa 24.



Kuva 24. Nostoliikkeen rinnakkain toimiva myötä- ja takaisinkytketty säätöpiiri

Kuvassa 25 on esitetty PI-säätimen sisältävä alimalli 'PI-säädin nostoliikkeen nopeudelle'. Kuvassa on merkitty sisääntulosignaali 'Erosuure' ja nollaukseen käytettävä 'reset'. PI-säätimessä lasketaan erikseen P- ja I-osuus. Säätimen parametrit ovat viritetty askelvastekokeella, joka käydään läpi myöhemmin tässä kappaleessa. P- ja I-osien laskemisen jälkeen ne summataan toisiinsa. Ennen summausta on saturaatiolohko. Tällä hallitaan, että integraattorin arvo ei kasva liian suureksi. Säätimestä ulostulona toimii keltaisella merkitty 'Ohjaus' eli ohjausvirta.

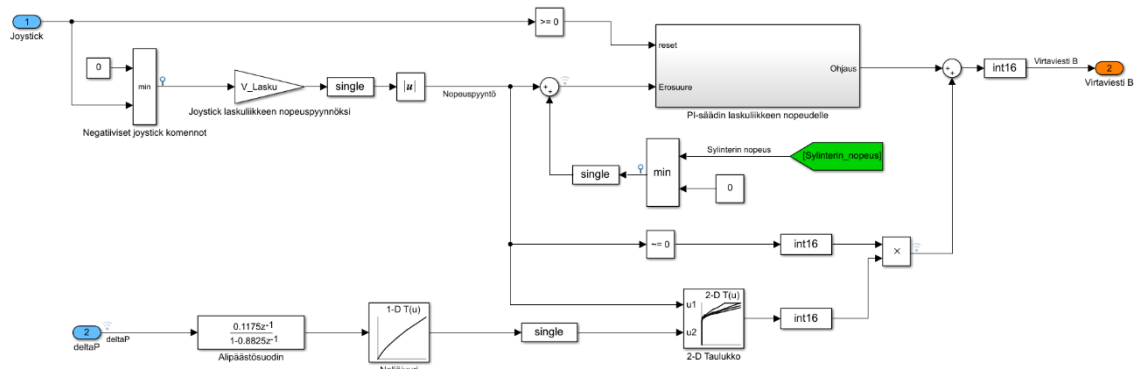


Kuva 25. Nostoliikkeen PI-säädin

Laskuliikkeelle muodostetaan joystick-komennosta samalla tapaa pyydetty nopeus 'Nopeuspyyntö' kuin nostoliikkeessä. Laskuliikkeessä sylinterin maksiminopeus saadaan karan pinta-ala avaumaa käyttäen kerroin 'V_Lasku', jonka avulla lasketaan pyydetty nopeus. Sama takaisinkytketty mittaussignaali 'Sylinterin nopeus' tuodaan myös laskuliikkeelle. Toki laskuliikkeessä huomioidaan vain negatiiviset nopeuspyynnöt ja negatiiviset sylinterin nopeudet. Simulointimalli on esitetty kuvassa 26.

Laskuliikkeen ohjauksessa huomioidaan lisäksi muuttuva painetieto. Taulukkoon '2D-Taulukko' sisääntuloina menevät nopeuspyyntö ja mitattu paine-ero. Ulostulona on ohjausvirta. Vaaka-akselille on asetettu nopeustieto ja pystyakselille on asetettu ohjausvirta. Taulukko sisältää neljä eri

käyrää, jotka ovat eri painekäyriä. Neljällä eri paineen neliöjuurella on laskettu eri nopeuksia vastaavia karan pinta-alan arvoja ja nämä arvot ovat taulukoitu vastaamaan ohjausvirtoja. Taulukko sisältää paineen lineaarisen interpoloinnin, joten siinä huomioidaan myös laskettujen pisteiden väliset paineet. Näin saadaan eri paineita vastaavat nopeudet muutettua ohjausvirroiksi. '2-D Taulukon' jälkeen ohjausvirran arvo nollataan, mikäli joystick-komentoa laskuliikkeelle ei ole annettu. Tällä taulukolla otetaan huomioon järjestelmässä muuttuva paine-ero nopeuspyynnön laskennassa. Taulukossa on eri paineen arvoja ja niitä vastaavia nopeuksia. Yhtälön 3.10 mukaisesti muuttuva painetieto vaikuttaa nopeuden laskemiseen. Tällä taulukolla pyritään ottamaan huomioon paine-eron muutokset.



Kuva 26. Laskuliikkeen rinnakkain toimiva takaisin- ja myötäkytketty säätöpiiri

Erosuure lasketaan eri tavalla kuin nostoliikkeessä. Nyt pyydetty nopeus antaa positiivisia arvoja, mutta sylinterin todellinen nopeus on negatiivista. Näin ollen nuo kaksi summataan toisiinsa, niin saadaan haluttu erosuure. Säädin ja alimalli ovat samanlaiset kuin nostoliikkeessä, mutta laskuliikkeessä tapahtuvan nopeuden säätö tapahtuu eri säätimen parametrien ' k_P ' ja ' k_I ' arvoilla. Säätimen jälkeen ohjaussignaali ja kompensoitu referenssisignaali summataan ja muodostuu 'Virtaviesti B', joka lähtee laskuliikettä ohjaavalle solenoidille.

PI-säätimien parametrit ovat viritetty askelvastekokeen avulla. Säättöpiirin virittämisen avulla säätimen ominaisuudet sovitetaan prosessin tarpeisiin. Virittämisen tavoitteeksi voidaan valita esimerkiksi nousu- tai huippuaika. Tämän diplomityön säätimen parametrit viritetään tavoitteena minimoida offset-virhe. PI-säätö sisältää integroivan osan, joka kasvaa, jos erosuure on suurempaa kuin nolla ja vähenee jos erosuure on pienempää kuin nolla. PI-säädön merkittävä etu on, että se on tarkka ja poistaa offset-virheen prosessin lähtömuuttujasta, jonka ansiosta lähtömuuttuja saavuttaa asetetun tavoitetilän. (Kippo & Tikka 2008, s.131) Parametrien virittämällä haetaan sellaiset P- ja I-osat, joilla saadaan poistettua prosessin offset-virhettä mahdollisimman hyvin huomioiden erilaiset tilanteet.

Teollisuudessa venttiileissä on keskinäisiä eroja, joten ohjauksen on hyvä saada nämä erot minimoitua, siksi tavoitteeksi on asetettu offset-virheen minimointi. Testeissä käytetään +/- 30 mA offset eroja. Nämä ovat noin 10% minimivirrasta. Testissä käytetään samaa joystick-komentoa. Kuvaajissa on esitetty 'Asetusarvo' signaali. Tähän arvoon verrataan kahta muuta signaalia +30

mA ja -30 mA offset asetuksilla. Asetusarvo signaali muodostuu venttiilin valmistajan tiedoista tehdyllä venttiilimallilla. Asetusarvon saavuttamaan nopeuteen pyritään pääsemään myös + ja – offseilla. Venttiilimalliin on lisätty +30 mA offset asetuksilla kolmekymmentä milliampeeria venttiilin valmistajalta saatuun ohjausvirta - kara avaumadataan. Vastaavasti -30 mA tilanteessa on tehty kyseinen vähennys. Eri parametrien avulla nähdään, millä arvoilla saadaan paras tulos.

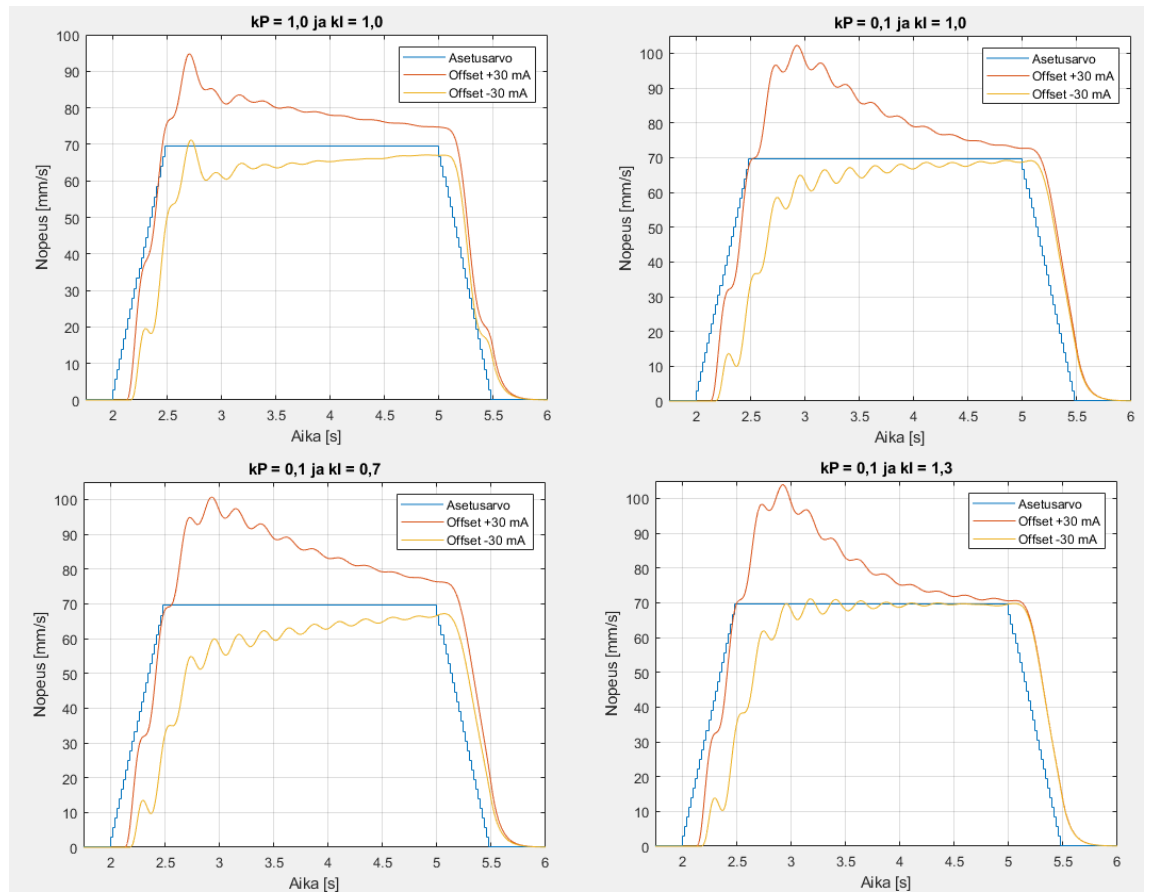
Askelvastekokeen ohjaukseen on tehty rampitus. Joystick-komennon maksimiarvo 1000 rampittuu sekunnissa. Kokeessa askeleen koko on 50 prosenttia maksimiaskeleesta, joten se rampittuu 0,5 sekunnissa. Tämä tehdään siksi, koska puomista aiheutuvaa suurta inertiaa ei pysty hidastamaan tai kiihdyttämään äärettömän nopeasti. Mikäli rampitusta ei olisi, niin ohjaus olisi koko ajan prosessia edellä, jolloin säätäjä tekee virhettä. Prosessin mennessä eteenpäin säätäjän tekemä virhe vahvistaa sitä tekemään suurempaa virhettä.

Nostoliikkeen kokeessa käytetyt vityysparametrit ovat:

- $k_p = 1,0$ ja $k_I = 1,0$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 1,0$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 0,7$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 1,3$

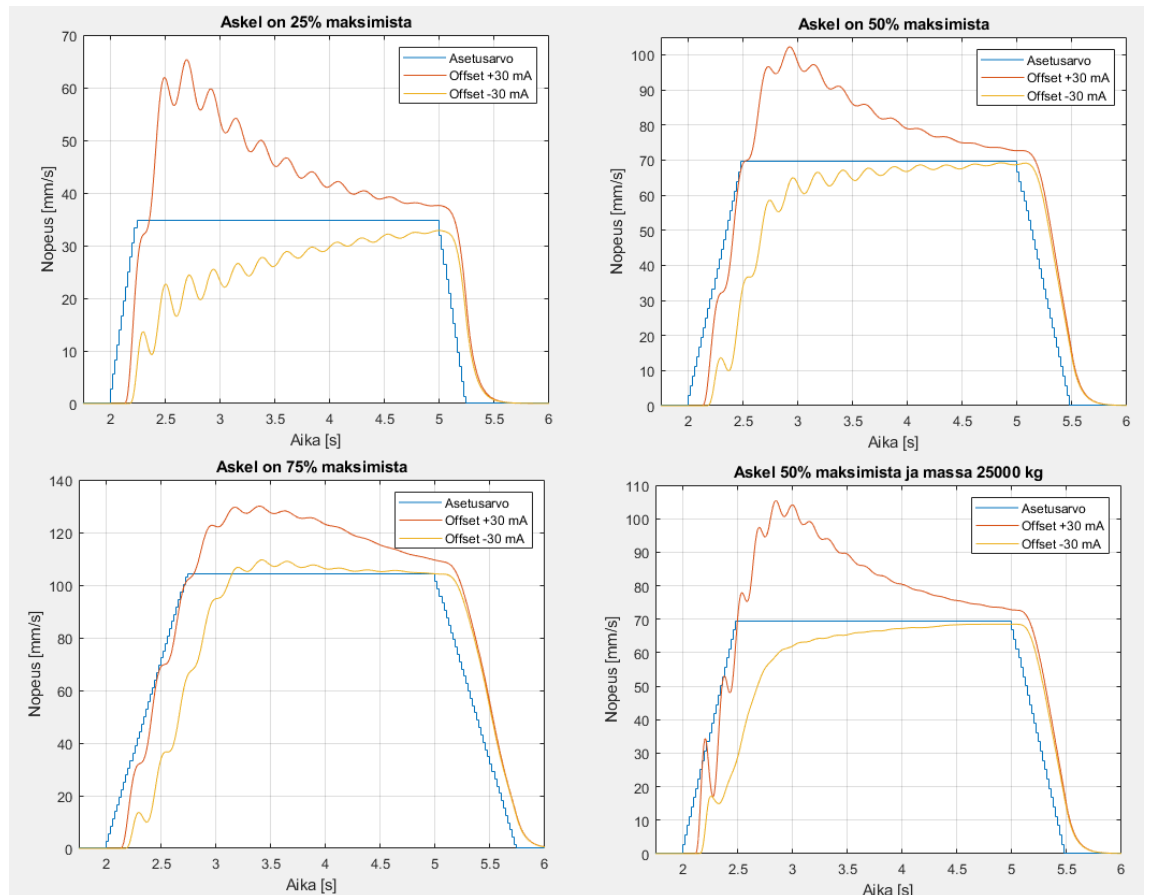
Virityysparametrejä tutkiessa simuloidaan taittopuomista ja kaatokasauspäästä aiheutuvaan painetta 50000 kilogramman massalla. Tuolla kuormalla saadaan aiheutettua todellista tilannetta kuvaava paine järjestelmään. Paine vastaa tilannetta, jossa taittosylinteri on maksimi pituudellaan ja kaatopää on tarttunut kiinni puusta.

Ensimmäinen testi tapahtui molempien parametrien arvolla 1,0. P-vahvistus on liian suuri, koska se vahvistaa liikaa I-osan ylitystä. Lasketaan P-vahvistus arvoon 0,1, jolloin piikki ei ole niin korkea suhteessa muuhun signaaliin ja päästään lähemmäksi asetusarvoa. Laskemalla I-osaa arvoon 0,7 huomataan, että ei päästä niin lähelle asetusarvoa, eikä I-osasta aiheutuva piikki muutu merkittävästi. Nostettaessa I-osa arvoon 1,3 päästään nopeammin lähemmäksi asetusarvoa, mutta piikikkyys korostuu. Valitaan P-osaksi 0,1 ja I-osaksi 1,0. Eri virityysparametrien tulokset on esitetty kuvassa 27.



Kuva 27. Nostoliikkeen säätötulokset eri viritysparametreilla

Valituilla viritysparametreilla saadaan kuvan 28 mukaiset tulokset erisuuruksilla askeleilla. Lisäksi 50 prosentin askeleella testattiin 25000 kg:n massalla toteutuneita nopeuksia. Tästä massasta aiheutuva kuorman paine vastaa tilannetta, jossa taittopuomi on minimipituudellaan ja kaatopää on tarttunut puuhun.



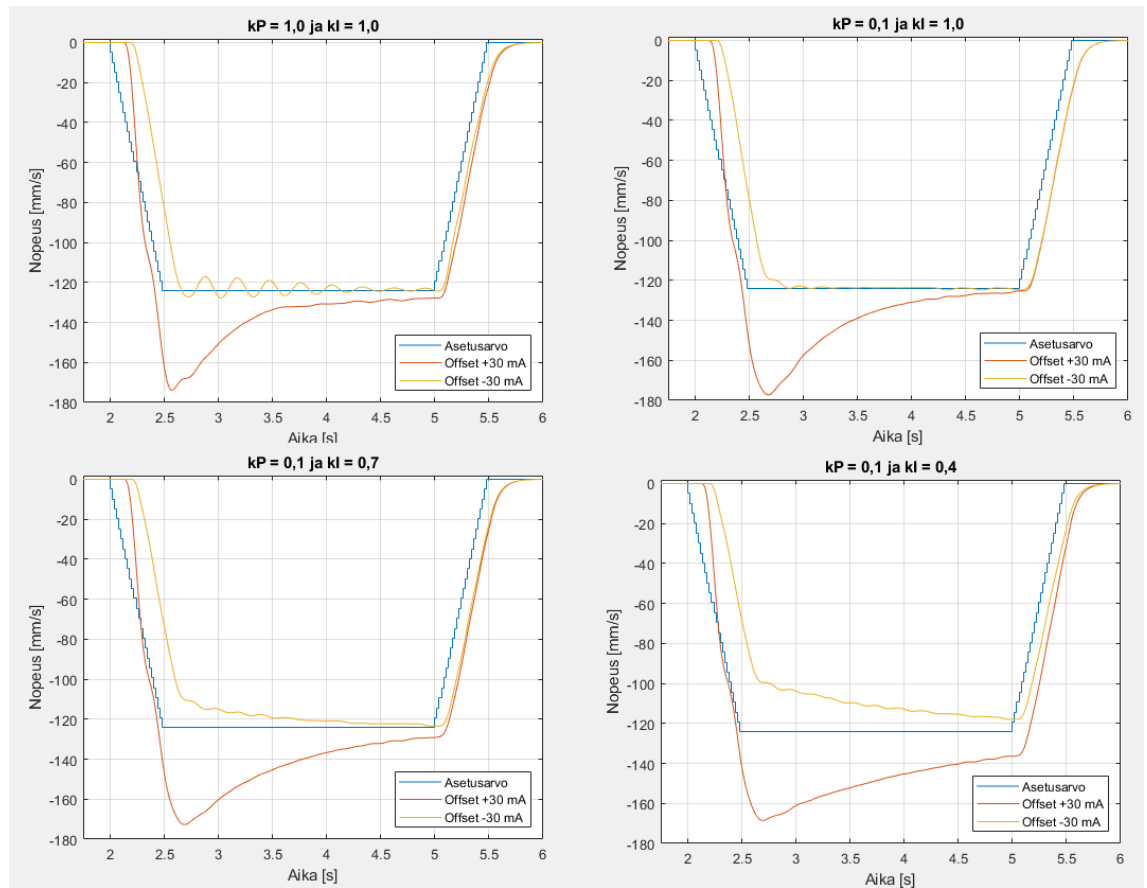
Kuva 28. Nostoliikkeen säätötulokset erisuuruksilla asetuservoilla.

Nostoliikkeen viritysparametrien valinnat voidaan todeta tarpeeksi toimiviksi eri askel kokojenkin perusteella. Näillä parametreilla päästään riittävän lähelle asetuservoa.

Laskuliikkeen kokeessa käytetyt viritysparametrit ovat:

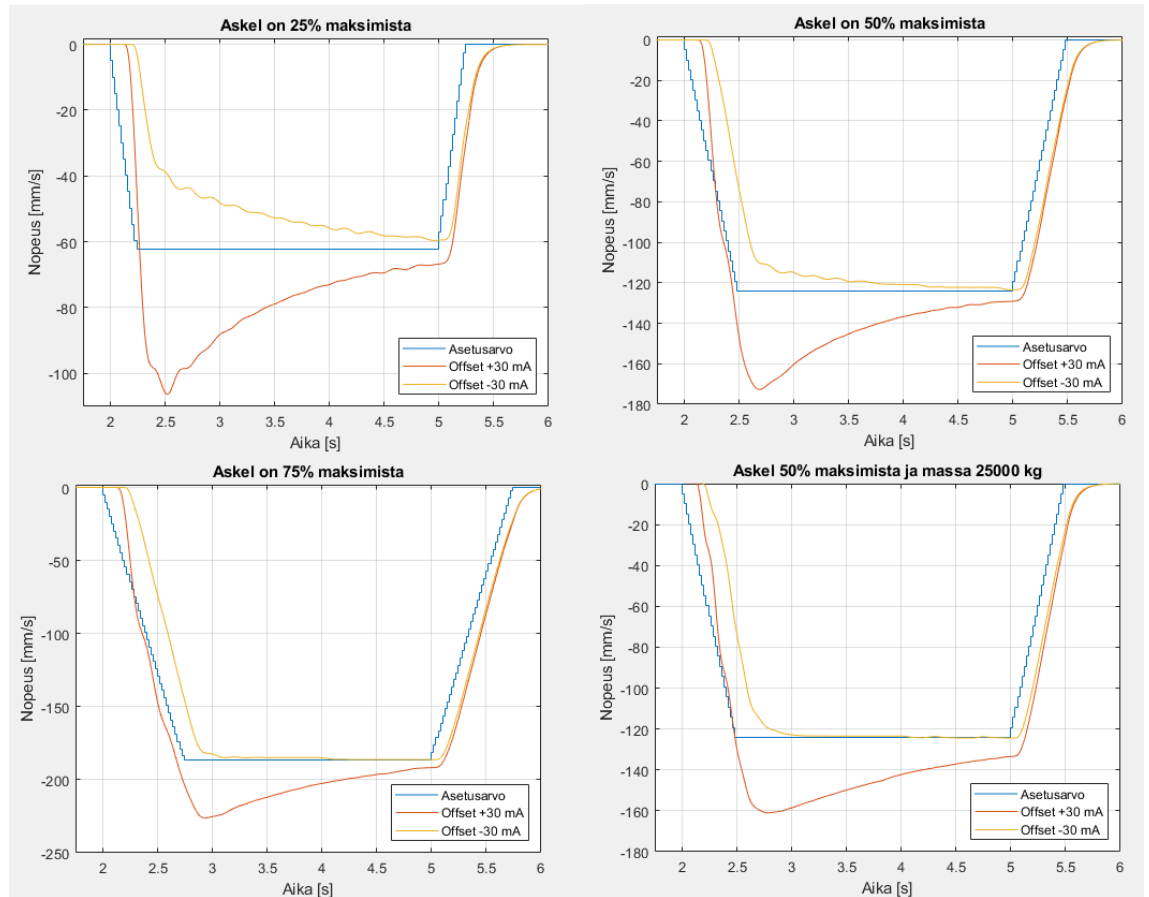
- $k_p = 1,0$ ja $k_I = 1,0$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 1,0$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 0,7$
- $k_p = 0,1$ ja $k_I = 0,4$

P-vahvistuksen ollessa 1,0 se aiheuttaa epästabiilisuutta 'offset - 30 mA' signaalissa. Vahvistus on siis liian suuri. P-vahvistuksen ollessa 0,1 se ei aiheuta enää merkittävää kohinaa, mutta sen avulla saadaan säädettyä mitattavaa suuretta lähelle asetuservoa. I-osan ollessa 1,0 se aiheuttaa erittäin suuren piikin 'offset + 30 mA' signaalin käyttäytymisessä nopeuden muutoksen loppuessa. I-osan ollessa 0,4 ei päästä tarpeeksi lähelle asetuservoa. Täten valitaan I-osaksi 0,7. Se ei aiheuta niin suurta piikkiä asetuservon muutoskohdassa, mutta kykenee pääsemään lähelle haluttua arvoa. Tulokset eri viritysparametreilla on esitetty kuvassa 29.



Kuva 29. Laskuliikkeen säätötulokset eri virityspareetreillä

Valituilla $k_p = 0.1$ ja $k_I = 0.7$ saadaan kuvan 30 mukaiset tulokset erikokoisilla askelvasteilla. Lisäksi 50 prosentin askeleella testattiin 25000 kg:lla toteutuneita nopeuksia.



Kuva 30. Laskuliikkeen PI-säätimen parametrien viritystulokset

Laskuliikkeen viritysparametrien valinnat voidaan todeta tarpeeksi toimiviksi eri askel kokojenkin perusteella. Näillä parametreilla päästään riittävän lähelle asetussarvoa.

5. TULOKSET

5.1 Suunnitellut testitilanteet

Diplomityössä kehitettyjen puomin liikkeen hallintaan parantavien metodien testaus suoritetaan simuloimalla muutamaa erilaista tilannetta. Tutkitaan myötäkytketyn ja takaisinkytketyn ohjauksen eroa nykyiseen joystick ohjaukseen. Malli on validoitu mittaustulosten perusteella, joten testeillä päästään arvioimaan kehitettyjen metodien toimivuutta. Validoinnissa käytettiin mittaustuloksia vastaavia paineita. Testitilanteissa painetta lisätään, jotta tilanteet kuvaavat puomin liikkeitä, kun kaatopää tarttunut puusta kiinni. Käytetään siis kuormituksina massoja 50000 kg ja 25000 kg.

Tuloksissa esitettävät testitilanteet

- Testi 1: Nosto- ja laskuliikkeen hidas rampitus
 - Ohjauskomento rampitetaan maksimiarvoon kolmessa sekunnissa kuormituksilla 50 000 kg ja 25 000 kg
- Testi 2: Muuttuvan nopeuden aiheuttava ohjaus
 - Sekvenssitesti kuormituksilla 50 000 kg ja 25 000 kg
- Testi 3: Venttiiliyksikön offsetin muutos
 - Sekvenssitesti +/- 30 mA offsetin muutos venttiilin karan avaumaan

Testissä 1 tutkitaan yksinkertaista perusliikettä. Kolme sekuntia on pitkä aika rampille, joten hydraulijärjestelmän pitäisi tässä ajassa pystyä toteuttamaan komennettu liike. Tämä testi havainnollistaa, kuinka ohjaukset pysyvät pyydetyn nopeuden perässä ilman, että liikesuunta vaihtuu kesken tai nopeuspyynnön kiihtyvyys muuttuisi kesken kaiken. Tällä testillä ei kuitenkaan yksinään pystytä vertailemaan ohjaustapojen eroavaisuuksia tarpeeksi laajasti. Testi suoritetaan kahdella eri suuruisella kuormalla.

Testissä 2 simuloidaan enemmän todellista tilannetta kuin testissä 1. Puuta kaadettaessa tapahtuu nosto- ja laskuliikettä. Liikesuunta voi olla pitkään sama, mutta nopeita suunnan muutoksia tulee myös. Testissä halutaan tutkia molempia mahdollisuuksia. Testi tehdään ilman offset muutoksia, jolloin kaikki nähdään ohjaustapojen toimivuus ns. perustilanteessa. Testi suoritetaan kahdella eri suuruisella kuormalla, joten siinä nähdään kuinka inertian suuruus vaikuttaa ohjaustapoihin. Inertia vaikuttaa nopeuden muutoskohdissa.

Testi 3 on diplomityön kannalta tärkein testi. Testissä on sama muuttuvan nopeuden aiheuttava ohjaus kuin testissä 2. Testissä 3 venttiilin offsettiin on tehty muutoksia. Muutokset ovat +30 mA

ja -30 mA eli noin +/- 10% käytettävästä minimivirrasta. Teollisuudessaakin käytettävissä venttiileissä voi olla tämän suuruisia eroja venttiiliyksiköiden välillä. Tämä testi näyttää, kuinka ohjaustavat toimivat, kun venttiilissä onkin poikkeamaa. Testi 3 on tärkein ohjaustapojen toimivuuden arvottamisen kannalta, koska oikeissa venttiileissä on eroavaisuuksia, joiden vaikutus halutaan minimoida.

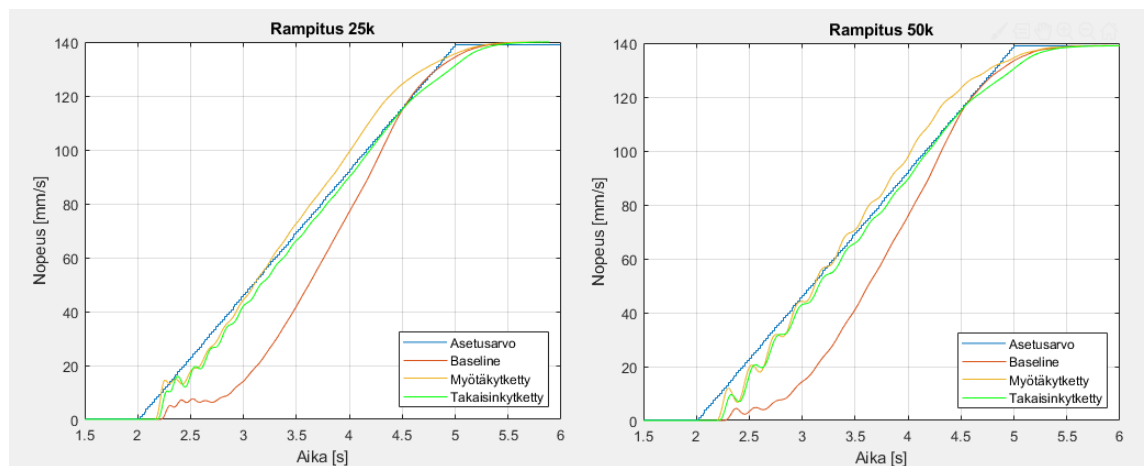
Verrattavia ohjaustapoja on kolme, testitilanteita on kolme ja liikesuuntia on kaksi, joten näillä testeillä pitäisi päästä jo näkemään, kuinka hyvin kehitetyt ratkaisut toimivat ja kuinka ne eroavat toisistaan.

5.2 Testi 1

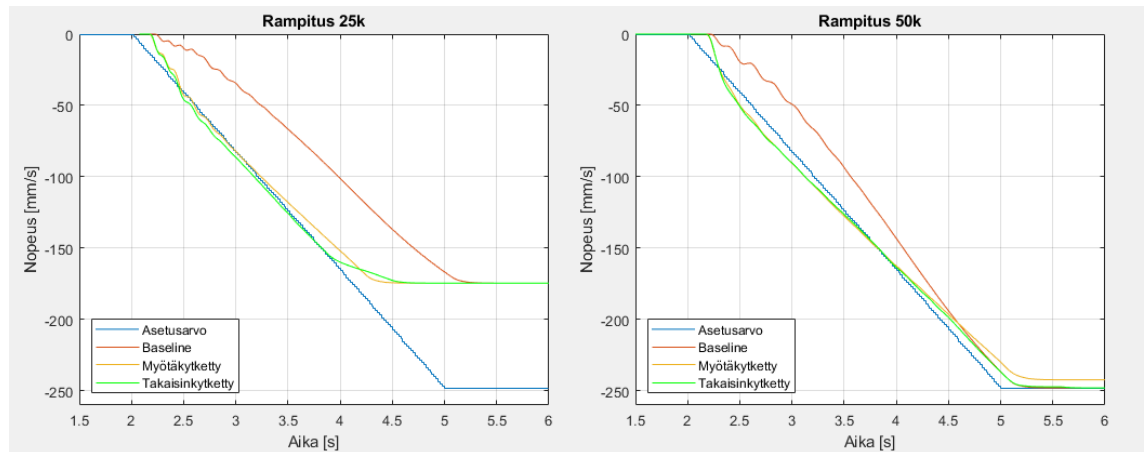
Testi 1: Nosto- ja laskuliikkeen hidas rampitus

- Joystick-komento rampitetaan nostoliikkeessä 0...1000 ja laskuliikkeessä -1000...0 aikavälillä 2-5 sekuntia
- Kuormitukset ovat 50 000 kg ja 25 000 kg

Testin 1 nostoliikkeen tulokset on esitetty kuvassa 31 ja laskuliikkeen tulokset on esitetty kuvassa 32. 'Rampitus 25k' tarkoittaa, että testissä on käytetty 25000 kg:n kuormitusta ja vastaavasti 'Rampitus 50k' tarkoittaa 50000 kg:n kuormitusta.



Kuva 31. Rampitettu ohjauskomento nostoliikkeelle



Kuva 32. Rampitettu ohjauskomento laskuliikkeelle

Testissä 1 nähdään kuinka punaisella merkitty baseline jää merkittävästi heti liikkeen alussa asetusravosta riippumatta vaikuttavasta inertiasta tai liikesuunnasta. Tämä johtuu siitä, että venttiilin karan avaumakäyrä ei ole lineaarinen, vaan käyrän muoto muistuttaa enemmän kaarta. Tämän takia baseline ohjaus tuottaa rampin alussa suuren eron pyydettyyn arvoon. Loppunopeus on kuitenkin sama, koska ohjauksen maksimiarvo on määritelty sen mukaan, että maksimi joystick-komennolla saavutetaan pyydetty maksiminopeus. Myötäkytketty ohjaus saavuttaa asetusravon nopeasti, mutta ylittää sen molemmilla kuormilla nostoliikkeessä.

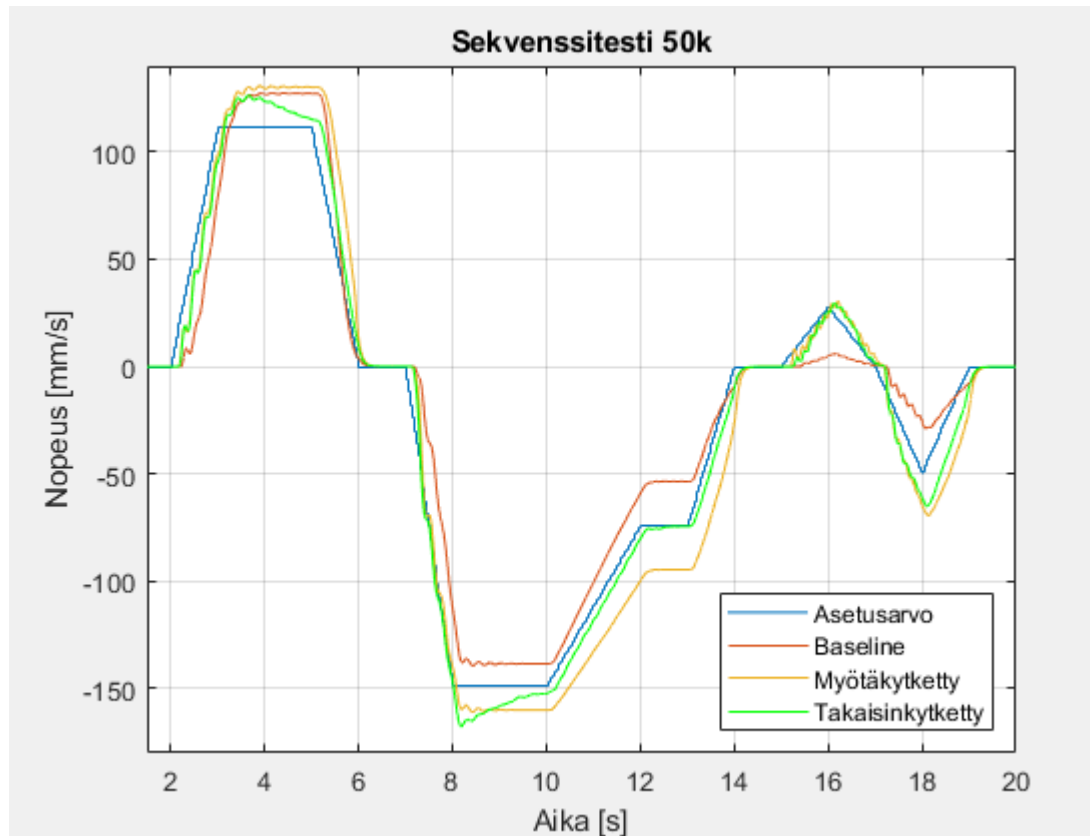
Laskuliikkeen 25 000 kg:n massaa vastaavalla paineella ei saavuteta pyydettyä nopeutta, vaikka tämä tilanne vastaa hydraulijärjestelmän komponenttien ja valittujen lähtöarvojen mukaista tilannetta. Tutkitun suuruisella kuormituksella järjestelmä ei pysty liikuttamaan sylinteriä kuvassa näkyvää loppuarvoa nopeampaa. Kaikki kolme ohjaustapaa saavuttavat saman maksiminopeuden. Puolestaan 50 000 kg:n suuruinen kuorma aiheuttaa laskuliikkeessä riittävän paineen, jotta toimilaite pystyy saavuttamaan asetusravon suuruisen loppunopeuden ohjaustavasta riippumatta.

5.3 Testi 2

Testi 2: Muuttuvan nopeuden aiheuttava ohjaus

- Sekvenssitesti kuormituksilla 50 000 kg ja 25 000 kg

Sekvenssitesti 50000 kg:n kuormituksella on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Sekvenssitesti 50000 kg:n kuormalla

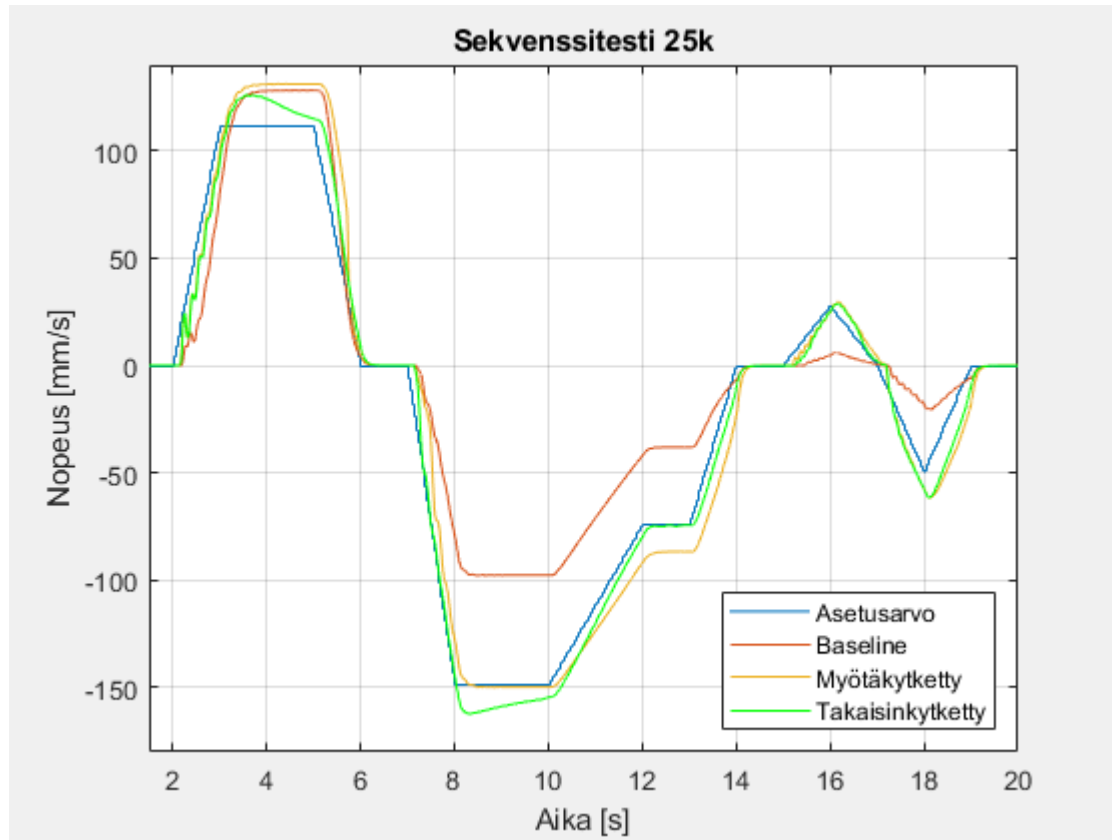
Vertailupisteet ovat taulukossa 4.

Taulukko 4. Sekvenssitestin vertailupisteet 50 000 kg kuormituksella

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	115.2	-152.5	-74.5	25.5	-60.9
Myötäkytkentä	130.2	-160.0	-94.6	23.4	-64.8
Baseline	127.2	-138.5	-53.6	5.0	-25.4

Ensimmäisessä vertailupisteessä asetuservo on 111,2 millimetriä per sekunti. Baseline ja myötäkytketty ohjaus ylittävät tuon arvon selkeästi. Takaisinkytketyssä ohjauksessa nopeus on saman suuruista kuin myötäkytketyssä ohjauksessa ennen kuin saavutetaan asetuservo. Vihreällä merkitty takaisinkytketyn ohjauksen tuottama nopeus alkaa säätymään kohti asetuservoa. Myös välillä 8 – 10 sekuntia huomataan, että vihreä signaali alkaa säätymään kohti asetuservoa saavuttaen parhaimman tuloksen vertailtavista ohjauksista. Viimeisessä vertailupisteessä takaisinkytketty ohjaus ei pysty reagoimaan tarpeeksi nopeasti asetuservon muutokseen, jolloin se ei saavuta reilusti parempaa vertailunopeutta myötäkytkettyyn ohjaustapaan. Tässä testissä 50000 kg:n

massalla takaisinkytketty ohjausmalli antaa parhaimman tuloksen kaikissa vertailupisteissä. Kuvassa 34 on esitetty sekvenssitesti 25000 kg:n kuormituksella.



Kuva 34. Sekvenssitesti 25000 kg:n kuormalla

Vertailupisteet ovat taulukossa 5.

Taulukko 5. Sekvenssitestin vertailupisteet 25 000 kg kuormituksella

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	115.0	-154.6	-74.3	25.0	-57.4
Myötäkytkentä	131.2	-149.8	-86.8	24.6	-57.5
Baseline	128.2	-97.7	-38.1	4.7	-18.0

Ensimmäisessä vertailupisteessä ohjauksissa ei ole suurta eroa 50000 kg:n kuorman vastaavaan testiin. Laskuliikkeessä puolestaan huomataan selkeitä eroavaisuuksia. Baseline ohjaus saavuttaa vain 65,57 % asetusravosta 10 sekunnin vertailupisteessä. Tuolla ohjaustavalla jää saavuttamatta lähes kolmasosa pyydetystä nopeudesta. Tämä johtuu puolittuneesta kuormasta verrattuna edelliseen testiin. Kahdessa muussa ohjaustavassa otetaan huomioon kuormasta aiheutuva painetieto, jolloin päästään lähelle asetusravoa. Tämä vertailupiste näyttää, kuinka tär-

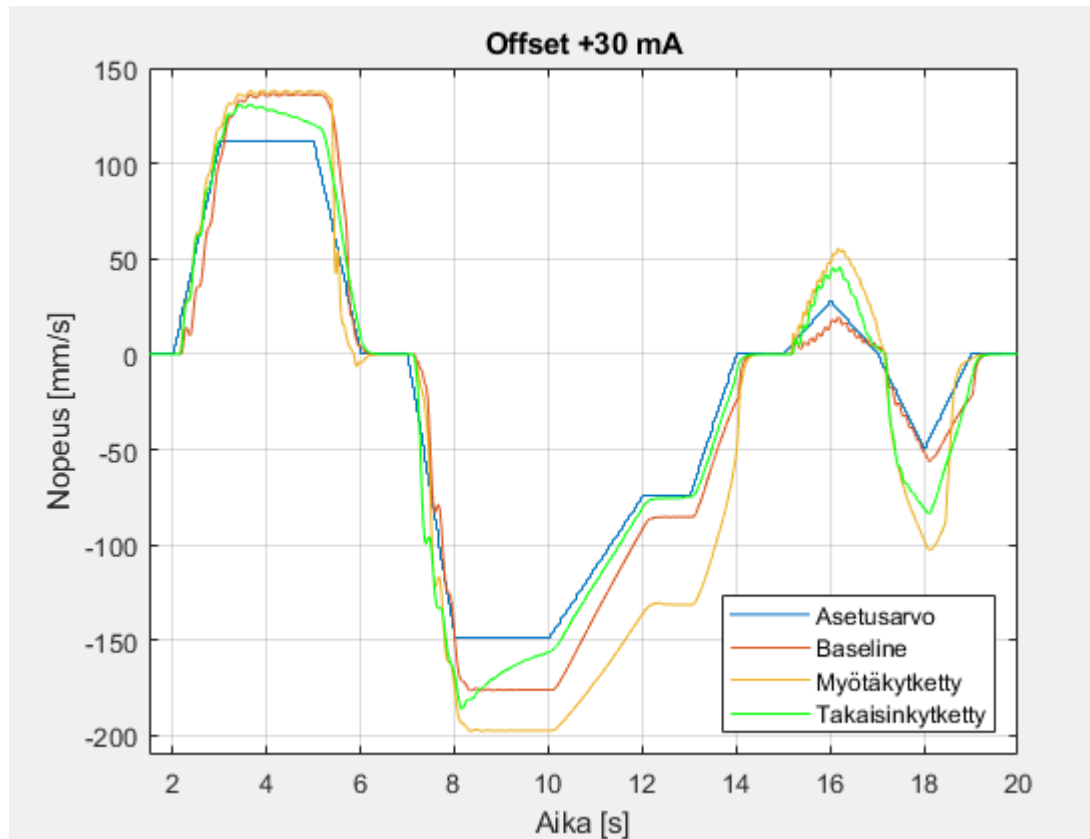
keää on huomioida paineen kompensointi. Tässä vertailupisteessä takaisinkytketty ohjaus ei saavuta parasta arvoa. Asetusarvon pysyessä vakiona 8 – 10 sekunnin aikana, PI-säädin tekee ohjaukseen ylityksen heti 8 sekunnin jälkeen, jota ohjaus ei ehdi korjata. Näin ollen takaisinkytketyn ohjauksen vertailupiste 10 sekunnin kohdalla on huonompi kuin myötäkytketty. Myötäkytketty ohjaus antaa pienemmällä paineella parhaimman vertailutuloksen. Lopuissa kolmessa vertailupisteessä takaisinkytkennän vihreä signaali saavuttaa lähimmän tuloksen asetusarvoon verrattuna. Kahdessa viimeisessä vertailupisteessä takaisinkytkettyohjaus on lähes saman suuruinen kuin myötäkytketty ohjaus. PI-säädin reagoi sen verran hitaasti nopeaan muutokseen, ettei takaisinkytkettyohjaus saavuta merkittävästi lähempää nopeutta kuin myötäkytketty ohjaus.

5.4 Testi 3

Testi 3: Venttiiliyksikön offsetin muutos

- Sekvenssitesti
- +/- 30 mA offsetin muutos karan avaumaan
- Kuormituksilla 50000 kg ja 25000 kg

Testin 3 offset +30 mA tulokset 50000 kg:n kuormalla on esitetty kuvassa 35.



Kuva 35. Sekvenssitesti +30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla

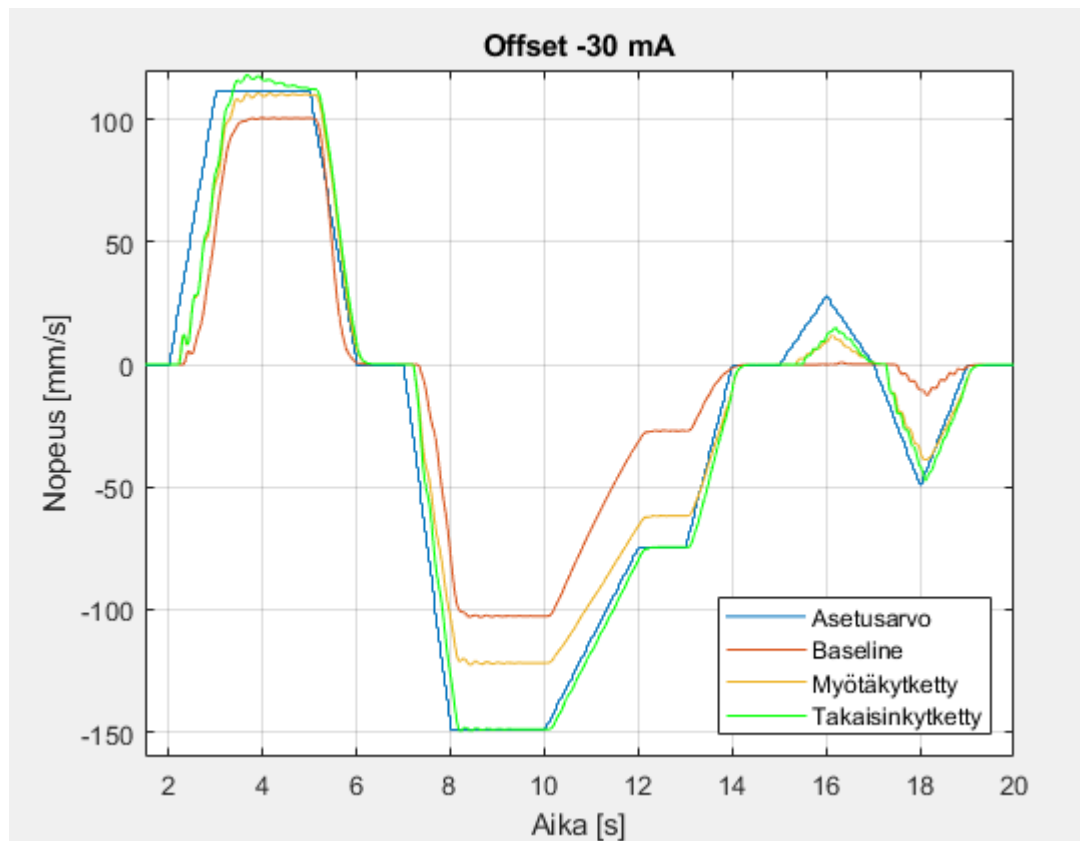
Vertailupisteet ovat taulukossa 6.

Taulukko 6. Sekvenssitestin vertailupisteet +30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	120.3	-156.3	-74.7	41.0	-81
Myötäkytkentä	137.6	-197.3	-131.3	47.3	-97.4
Baseline	135.9	-175.9	-85.3	15.0	-51.3

Venttiiliyksikön offset muutoksella +30 mA kara liikkuu "liikaa" muuttamattomaan tilanteeseen verrattuna. Tämä nähdään esimerkiksi ensimmäisessä vertailupisteessä suurempina nopeuden arvoina verrattaessa testin 2 vastaaviin lukemiin. Nostoliikkeessä nopeuksien erot eivät ole vielä suuria. Merkittäviä eroja tapahtuu laskuliikkeessä. Tässäkin tapauksessa kara liikkuu offset muutoksen takia liikaa. 10 sekunnin kohdalla tehtävässä vertailusta nähdään, että myötäkytketty ohjaus antaa 23,3% ja baseline ohjaus antaa 27,0% suuremman nopeuden arvon kuin testissä 2 vastaavalla kuormalla samassa vertailupisteessä. Puolestaan takaisinkytketyllä ohjauksella offsetin muuttaminen aiheuttaa vain 2,5% suuremman nopeuden arvon. Näillä prosentuaalisilla arvoilla pystytään selkeästi toteamaan takaisinkytketyn ohjauksen paremmuus tässä tilanteessa.

13 sekunnin vertailupisteessä takaisinkytketty ohjaus saavuttaa jo lähes saman arvon kuin asetusarvo. Kahdessa viimeisessä vertailupisteessä baseline ohjaustapa saavuttaa lähimmät nopeuden arvot vertailtavista metodeista. Tämä johtuu siitä, että offsetin muutos on plus-merkinen, jolloin baselinen käyrä nousee korkeammalle eli lähemmäs asetusarvoa kuin normaalissa tilanteessa. Vastaava nousu tapahtuu myös myötä- ja takaisinkytketyissä ohjauksissa. Ohjauskomento tippuu noltaan niin nopeasti, että takaisinkytketty ohjaus ei pysty säätämään nopeutta noin nopeassa ajassa. Kyseessä on sekunnin ramppi ylös ja heti sekunnin ramppi alas. Sama tapahtuu viimeisessä vertailupisteessä, jossa on sekunnin ramppi alas ja heti ylös. Vastaava testi eri merkkisellä offset muutoksella on esitetty kuvassa 36.



Kuva 36. Sekvenssitesti -30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla

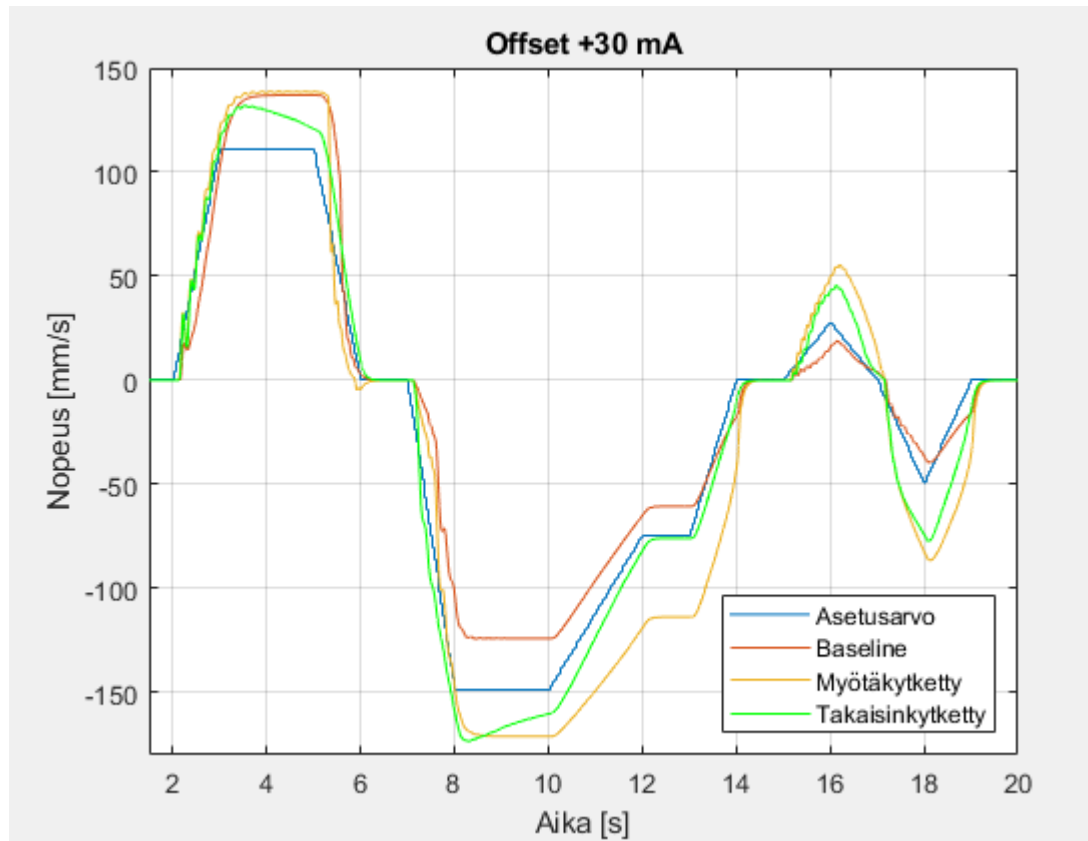
Vertailupisteet ovat taulukossa 7.

Taulukko 7. Sekvenssitestin vertailupisteet - 30 mA offset muutoksella ja 50000 kg:n kuormalla

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	112.4	-148.8	-74.5	10.6	-41.5
Myötäkytkentä	109.9	-121.7	-61.8	9.0	-35.0
Baseline	100.4	-102.6	-27.1	0.0	-10.4

Vastaavasti -30 mA:n offset muutoksella venttiili aukeaa "liian vähän". Tämä näkyy erityisesti myötäkytketyssä ja baseline ohjauksessa, koska niissä ei ole säätäjää, joka muuttaisi nopeutta lähemmäs asetusarvoa. Esimerkiksi ensimmäisessä vertailupisteessä 5 sekunnin kohdalla myötäkytketty ohjaus saavuttaa 98,8% asetusarvosta. Ilman offset muutosta myötäkytketty ohjaus ylittää asetusarvon 17,1% testin 2 mukaan. Tässä tilanteessa myötäkytketty ohjaus hyötyy offset muutoksesta, mutta tämä koskee vain meter-in ohjausta. Heti seuraavasta vertailupisteestä nähdään, kuinka sekä myötäkytketty että baseline ohjaus jäävät vain entisestään asetusarvosta verrattuna testiin 2. Takaisinkytketty ohjaus säätyy asetusarvoon. Testissä 2 takaisinkytketty ohjaus ylittää asetusarvon, mutta negatiivisella offsetilla ylitystä ei tapahdu, jolloin säätäjä pysyy nopeuden muutoksen ja vakionopeuden aikana asetusarvon mukana. Toisessa vertailupisteessä pysytään jälleen toteamaan takaisinkytketyn ohjaustavan ylivertaisuus vertailtavista metodeista.

16 sekunnin kohdalla tehtävässä vertailussa, nähdään ettei baseline ohjaus tuota minkäänlaista nopeutta. Tämä esimerkki näyttää baseline ohjauksen huonon käytettävyyden venttiileiden sisältäessä offset muutoksia. Plus-merkkisessä offsetin muutoksessa baseline ohjaus hyötyi venttiilin muutoksesta paljon enemmän kuin muut ohjaukset. Negatiivisessa offsetissa venttiili ei edes aukea niin paljoa, että hydraulijärjestelmä tuottaisi toimilaitteelle nopeutta. Takaisinkytketyn ohjauksen säätäjä ei edelleenkään pysty reagoimaan merkittävästi asetusarvon nopeaan laskuun ja nousuun. Sen verran kuitenkin, että sillä saadaan paras tulos kahdessa viimeisessä vertailupisteessä myös tässä testissä.

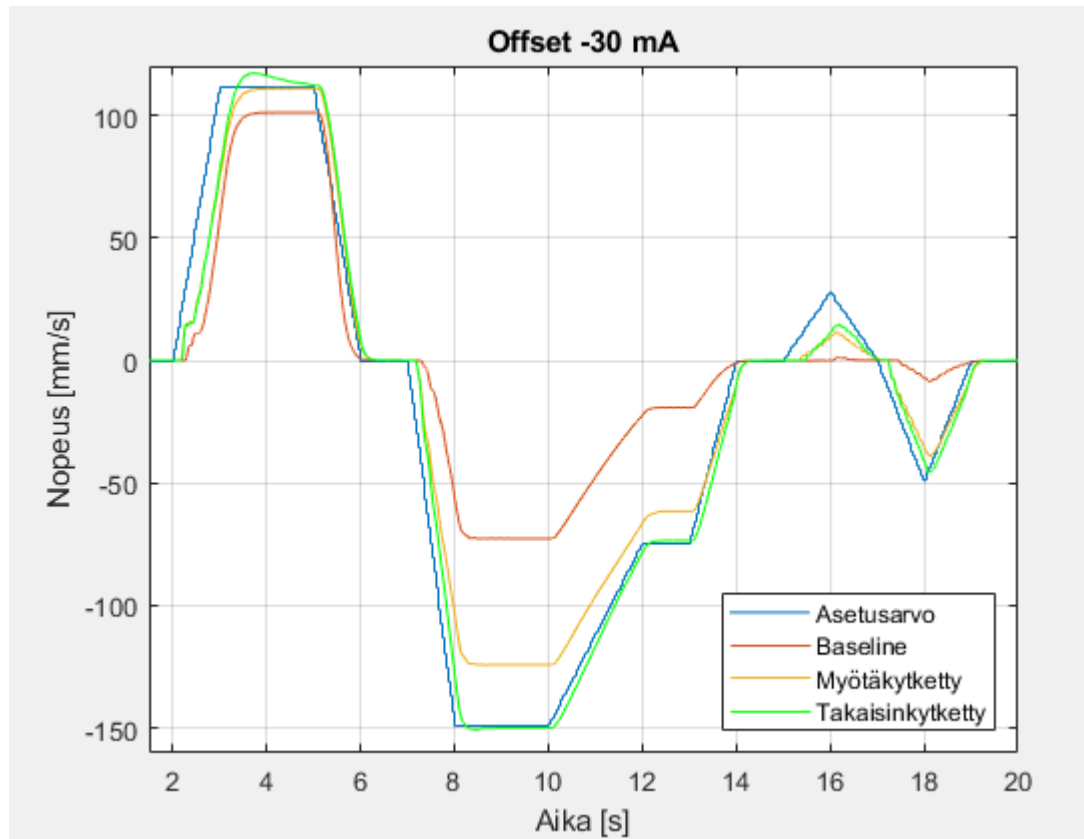


Kuva 37. Sekvenssitesti +30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla

Taulukko 8. Sekvenssitestin vertailupisteet +30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	120.8	-160.4	-75.9	43.1	-74.1
Myötäkytkentä	138.6	-171.1	-113.7	49.8	-82.2
Baseline	137.0	-124.0	-60.6	15.6	-36.4

25000 kg:n kuormalla simuloidaan taittopuomin asemaa lähellä konetta. +30 mA:n offset muutoksella ei ole suuria eroja 50000 kg:n kuormituksella tehtyyn vastaavaan offset muutoksen nopeuksiin ensimmäisessä vertailupisteessä. Puolestaan toisessa vertailupisteessä saadaan jo eroja metodien välille. Kuten testissä 2 huomattiin eroavaisuuksia eri kuormituksella, niin samanlaista käyttäytymistä metodien välillä on myös tässä testissä kuormien välillä. Baseline ohjaus tuottaa paljon hitaamman nopeuden, koska kuormitus on pienempi ja painetta ei oteta ohjauksessa huomioon. Kuormituksen pienuudesta johtuen myötäkytketty ohjaus tekee vähemmän virhettä kuin 50000 kg:n vastaavassa testissä. Sama voidaan todeta 13 sekunnin vertailupisteessä. Jälleen kolmessa ensimmäisessä vertailupisteessä takaisinkytketty ohjaus tuottaa asetuseroa lähimmän nopeuden. Puolestaan baseline ohjaus pääsee jälleen lähimmäksi asetuseroa kahdessa viimeisessä vertailupisteessä, koska offset muutos on positiivinen ja takaisinkytketyn ohjauksen säätäjä ei ehdi reagoida komennettuun nopeaan nopeuden muutokseen.



Kuva 38. Sekvenssitesti -30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla

Taulukko 9. Sekvenssitestin vertailupisteet -30 mA offset muutoksella ja 25000 kg:n kuormalla

Aika [s]	5	10	13	16	18
Asetusarvo	111.2	-149.0	-74.5	27.8	-49.7
Takaisinkytkentä	112.2	-149.8	-73.5	11.3	-40.8
Myötäkytkentä	110.8	-124.1	-61.5	9.3	-35.3
Baseline	101.1	-72.6	-19.3	0.0	-7.2

Kevyemmän kuormituksen -30 mA:n offsetin muutoksella kaikki ohjausmenetelmät tuottavat marginaalisesti paremman nopeuden ensimmäisessä vertailupisteessä kuin vastaavalla 50000 kg:n kuormituksen testissä. Käytännössä nopeudet ovat samat. Toisessa vertailupisteessä baseline ja myötäkytketty ohjaus tuottavat asetuservoa lähemmät nopeudet kuin vastaavassa testissä isolla kuormalla. Silti ne eivät pääse lähellekään takaisinkytketyn ohjauksen tuottamaa nopeutta, koska vain se osaa ottaa huomioon venttiiliin tehdyn muutoksen säätäjän avulla. Testi toteuttaa samaa kaavaa kuin 50000 kg:n kuormituksella tehty testi.

6. YHTEENVETO

Tässä työssä tarkasteltiin John Deeren tela-alustaista kaatokasauskonetta. Tarkoituksena oli kehittää koneen nostopuomin ohjausta vastaava systeemimalli. Kehitettyä systeemimallia hyödyntäen haluttiin kehittää erilaisia ohjausalgoritmeja, joilla parannettaisiin sylinterin nopeuden ohjattavuutta ja hallintaa muuttuvissa tilanteissa verrattuna nykyiseen joystick ohjattuun järjestelmään. Nykyinen ohjaustapa nimettiin työssä 'Baseline' ohjaukseksi. Nykyisen ohjaustavan vertailtaviksi metodeiksi kehitettiin myötäkytkentä eli kompensoiva ohjausmalli ja säätimen sisältävä takaisin-kytketty ohjausmalli.

Diplomityön kannalta merkittävin tutkimus ja havainnointi tehtiin meter-out eli ulostulevan virtauksen hallitsemisesta. Tämä havainto on painetiedon avulla tehty nopeuden hallinnan parantaminen käyttäen takaisinkytkentää. Meter-out ohjauksen hallitsemisen lisäksi testattiin offset virheen minimointia. Tämä on työn tärkein osuus. Teollisuudessa venttiileiden karoissa esiintyy poikkeamia toisiinsa nähden. Nämä poikkeamat ovat venttiileissä esiintyviä valmistustoleranssivirheitä. Ohjauksen pitäisi pystyä näistä poikkeamista huolimatta parhaaseen mahdolliseen tulokseen.

Vertailtavia ohjaustapoja oli yhteensä kolme. Baseline ohjauksessa joystick-komento muutetaan lineaarisesta esiohjausvirraksi. Myötäkytketyssä ohjauksessa joystick-komento muutetaan venttiilin avauspinta-alan avulla esiohjausvirraksi. Lisäksi meter-out ohjauksessa tehtiin paine-eron kompensointi. Takaisinkytketyssä ohjauksessa joystick-komento muutetaan toimilaitteen asematiedon perusteella nopeudeksi ja nopeutta säädetään PI-säätimellä. Säätimen parametrit viritettiin askelvastekokeella. Laskuliikkeessä säätimen lisäksi järjestelmässä on säätimen kanssa rinnakkain toimiva paine-eron kompensointi.

Tärkeimpänä testinä työssä esiteltiin testi 3, jossa tutkittiin ohjaustapojen toimivuutta venttiilin karan avauman offset muutoksilla +30 mA ja -30 mA. Kyseessä oli sekvenssitesti, jossa tehtiin rampitus nostoliikkeelle ja rampitus laskuliikkeelle. Molemmissa rampituksissa ohjauksen annettiin olla vakiona 2 sekuntia, jolloin nähdään kuinka eri ohjaustavat pyrkivät saavuttamaan vakiintuneen asetusarvon. Testi suoritettiin 50000 kg:n ja 25000 kg:n kuormituksilla. Taulukossa 10 on esitetty eri offseteilla ja eri kuormituksilla laskuliikkeen rampituksen jälkeiset tulokset. Taulukossa on esitetty ohjaustapojen tuottama nopeuden prosentuaalinen osuus asetusarvosta eli 100% vastaa täysin samaa arvoa kuin asetusarvo.

Taulukko 10. Kooste testin 3 toisen vertailupisteen tuloksista

Kuorma [kg]	50k	25k	50k	25k
Offset [mA]	+30	+30	-30	-30
Takaisinkytkentä	104.9 %	107.7 %	99.9 %	100.5 %
Myötäkytkentä	132.4 %	114.8 %	81.7 %	83.3 %
Baseline	118.1 %	83.2 %	68.9 %	48.7 %

Taulukosta 10 nähdään erittäin selkeästi, että takaisinkytketty ohjaustapa pääsee offsetin muutos skenaarioissa lähimmäksi haluttua nopeutta. Myötäkytketty ja baseline ohjaus tekee virhettä, koska ne ovat suunniteltu toimimaan ilman offset virhettä. Niilläkin päästäisiin lähemmäksi haluttua arvoa, mikäli ne kalibroitaisiin offset muutosten mukaan, mutta se ei ollutkaan tarkoitus tässä työssä. Työn perusteella suositus ohjausperiaatteeksi on täten takaisinkytketty ohjaustapa.

Tulosten pätevyyden arvioinnissa täytyy huomioida monia seikkoja. Systeemimallia kehitettäessä on monia asioita yksinkertaistettu diplomityötä varten. Sylinterimalliin tehtiin vain nostopuomin sylinteri. Taittopuomin asemaa kuvattiin eri gravitaatiovoimilla. Taittopuomin asemasta riippuen se tuottaa eri määrän inertiaa. Systeemimallin validoinnissa tehtiin vain kahdet mittaukset. Nämäkin mittaukset tehtiin vain yhteen kertaan, joten siinä on jo tilastollisestikin melko pieni otanta. Validoinnissa tulokset eivät olet 100 prosenttisesti samanlaiset simulointimallilla ja oikealla koneella. Tästäkin aiheutuu epävarmuutta tulosten pätevyyden kannalta.

Työhön liittyvää jatkotutkimusta olisi esimerkiksi oikealla koneella tehtävien mittausten lisääminen, jolloin saataisiin enemmän dataa koneen toiminnasta, sylinterinopeuksista painetasoista yms. Näiden tietojen perusteella simulointimallin tarkempi validointi tuottaisi tarkempia tuloksia. Simulointiympäristöön tehtyä systeemimallia voisi laajentaa esimerkiksi mallintamalla taittopuomin sylinterin. Tämä toisi toki lisää mallinnettavaa venttiilimalliinkin. Mutta tarkemmalla simulointimallilla saataisiin tehtyä tarkempi validointi ja ymmärrettäisiin prosessia vielä tarkemmin.

Työn tavoitteena oli kehittää suuri-inertiaisen puomin nopeuden ohjattavuutta ja hallintaa. Kuten tuloksista käy ilmi, niin tässä onnistuttiin. Diplomityössä onnistuttiin kehittämään ohjaustapa, jolla parannettiin puomin ohjattavuutta ja hallintaa. Voidaan täten todeta, että diplomityössä saavutettiin siinä asetetut tavoitteet.

LÄHTEET

Aalto Yliopisto. Chapter 5. Life in the Slow Lane: The Low Reynolds-Number World. 30 s. Saatavissa: https://mycourses.aalto.fi/pluginfile.php/911120/mod_resource/content/1/Luento6.pdf

Alejo, C., Alejo, I., Rodríguez, Y., Stoilov, J. & Viguria, A. (2014). Simulation Engineering Tools for Algorithm Development and Validation Applied to Unmanned Systems. In: Hodicky J. (eds) Modelling and Simulation for Autonomous Systems. MESAS 2014. Lecture Notes in Computer Science, vol 8906. Springer, Cham. 291 s. Saatavissa: https://link-springer-com.lib-proxy.tuni.fi/content/pdf/10.1007%2F978-3-319-13823-7_25.pdf

Asikainen, A., Ala-Fossi, A., Visala, A. & Pulkkinen, P. (2005). Metsäteknologiasektorin visio ja tiekartta vuoteen 2020. Metsäntutkimuslaitos, Helsinki, Joensuun tutkimuskeskus. 90 s. Saatavissa: <http://www.metla.fi/julkaisut/workingpapers/2005/mwp008.pdf>

Asikainen, A., Leskinen, L.A., Pasanen, K., Väätäinen, K., Anttila, P. & Tahvanainen, T. (2009). Metsäkonesektorin nykytila ja tulevaisuus. Metsäntutkimuslaitos, Vantaa, Joensuun toimintayksikkö. 48 s. Saatavissa: <http://www.metla.fi/julkaisut/workingpapers/2009/mwp125.pdf>

Czyrek, J. & Pobedza, J. (2014). An Analog-Digital Hydraulic Cylinder Velocity Control System for Mobile Machines. In: Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol 21, No. 3. Cracow University of Technology, Institute of Machine Design. Poland. 59 – 66 s. Saatavissa: http://yadda.icm.edu.pl/yadda/element/bwmeta1.element.baztech-51f918eb-2139-4253-aa54-db5e22d36b1e/c/Journal_of_KONES_2014_No._3_Vol._21_CZYREK.pdf

DeBoer, C.C. & Yao, B. (2001). Velocity Control of Hydraulic Cylinders with Only Pressure Feedback. The American Society of Mechanical Engineers. New York, USA. 9 s. Saatavissa: https://www.researchgate.net/publication/228609356_Velocity_control_of_hydraulic_cylinders_with_only_pressure_feedback

Dorf, R.C. & Bishop, R.H. (2008). Modern Control Systems (eleventh edition). Pearson Education, Inc. 1018 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. (2008). Koneautomaatio HYDRAULIIKKA II (kolmas painos). Suomen Yliopistopaino Oy – Juvenesprint. 226 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. (1998). Koneautomaatio – Servotekniikka. Opetushallitus, Helsinki. 194 s.

Franklin, G.F., Powell, J.D. & Workman, M.L. (1990). Digital Control of Dynamic Systems (Second Edition). Addison-Wesley Publishing Company, USA. 837 s.

- Guangrong, C., Junzheng, W., Shoukun, W., Jiangbo, Z. & Wei, S. (2017). The Separate Meter in Separate Meter Out Control System Using Dual Servo Valves Based On Indirect Adaptive Robust Dynamic Surface Control. Academy of Mathematics and Systems Science, Chinese Academy of Sciences. 20 s. Saatavissa: <https://link-springer-com.libproxy.tuni.fi/content/pdf/10.1007%2Fs11424-018-7045-8.pdf>
- Haarto, A. (2015). Liikkeet. Turun Ammattikorkeakoulu Oy, Fysiikan laboratorio. 36 s. Saatavissa: http://fysiikka.turkuamk.fi/fysiikka/Infya/2b_liikkeet.pdf Luettu: 9.7.2019.
- Haarto & Karhunen. Pyörimisliike. Turun Ammattikorkeakoulu. Saatavissa: http://fysiikka.turkuamk.fi/fysiikka/Infya/4b_pyorimisliike.pdf
- Harju, T. & Marttinen, A. (2000). Sääntötekniikan koulutusmateriaali. Suomen Automaatioseura Ry. 170 s. Saatavissa: https://www.automaatioseura.fi/site/assets/files/1367/pid_kirja_1-1.pdf
- Hera, P.L., & Daniel, O. M. (2015). Model-based development of control systems for forestry cranes. Journal of Control Science and Engineering, New York. Saatavissa: <http://dx.doi.org.libproxy.tuni.fi/10.1155/2015/256951>.
- Hydraulic Valve A. (2011). Hydraulic Meter-in Circuit. Fluid Flow. Saatavissa: <http://www.valve-hydraulic.info/creation-and-control-of-fluid-flow/hydraulic-meter-in-circuit.html>. Luettu: 15.4.2019.
- Hydraulic Valve B. (2011). Hydraulic Meter-out Circuit. Fluid Flow. Saatavissa: <http://www.valve-hydraulic.info/creation-and-control-of-fluid-flow/hydraulic-meter-out-circuit.html>. Luettu: 15.4.2019
- John Deere a. (2019). FR24B Felling Head. Saatavissa: <https://www.deere.com/en/attachments-accessories-and-implements/forestry-attachments/felling-heads/fr24b-felling-head/>. Luettu: 27.5.2019
- John Deere b. (2019). 959M Tracked Feller Buncher. Saatavissa: <https://www.deere.com.au/en/tracked-feller-bunchers/959m/>. Luettu: 28.2.2019.
- John Deere. (2016). Reach. Cut. Drop. Repeat. Saatavissa: <https://www.deere.com/en/forestry/publications-and-articles/2016feb12-rapid-cycle-system/>. Luettu 28.5.2019.
- John Deere. (2014). H400 Series Harvester Heads. 16 s. Saatavissa: <https://www.deere.co.uk/assets/publications/index.html?id=36fedaa8#14>. Luettu 4.11.2019.
- Kippo, A.K. & Tikka, A. (2008). Automaatiotekniikan perusteet. Edita Prima Oy, Helsinki. 154 s.
- Kjellberg, L. (2007). Suomi tuo tietotekniikkaa. Metsäntutkimus 1/2007. 32 s. Saatavissa: <http://www.metla.fi/asiakaslehti/2007/2007-1/2007-1-kjellberg.pdf>

Komatsu. (2019). Komatsu XA233-2. Saatavissa: <https://www.ponsse.com/products/harvester-heads/product/-/p/h7#/>. Luettu: 4.11.2019.

Krag, B. (2017). Modeling and Simulation—Basics and Benefits. In: Hamel P. (eds) In-Flight Simulators and Fly-by-Wire/Light Demonstrators. Springer, Cham. 25 s. Saatavissa: https://link-springer-com.libproxy.tuni.fi/content/pdf/10.1007%2F978-3-319-53997-3_3.pdf

Laukkanen, J. (2015). Kuormaan reagoiminen – Hydraulikka osa 10. Koneviesti 13/2015. Saatavissa: <https://www.koneviesti.fi/artikkelit/artikkeli-1.129099>. Luettu: 26.4.2019.

Lawrence, P.D., Salcudean, S.E., Sepehri, N., Chan, D., Bachmann, S., Parker, N., Zhu, M. & Frenette, R. (1995). Coordinated and force-feedback control of hydraulic excavators. Department of Electrical Engineering, University of British Columbia, Vancouver, Canada. 194 s. Saatavissa: <https://link-springer-com.libproxy.tuni.fi/content/pdf/10.1007%2FBFb0035209.pdf>

Logset. (2019). Logset TH75. Saatavissa: <https://www.logset.com/fi/harvesteripaat/logset-th75>. Luettu: 4.11.2019.

Löfgren, B. (2009). Kinematic Control of Redundant Knuckle Booms with Automatic Path-Following Functions. Mechatronics Lab Department of Machine Design Royal Institute of Technology, Tukholma, Ruotsi. 158 s. Saatavissa: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:277303/FULLTEXT01.pdf>.

Massoud, M. (2005). Fluid Mechanics. In: Engineering Thermofluids. Springer, Berlin, Heidelberg. 1132 s.

MathWorks A. (2019). Model-Based Design. Saatavissa: <https://se.mathworks.com/solutions/model-based-design.html>. Luettu: 13.3.2019.

MathWorks B. (2019). Choose a Solver. Saatavissa: <https://se.mathworks.com/help/simulink/ug/types-of-solvers.html>. Luettu 29.5.2019.

MathWorks C. (2019). Custom Hydraulic Cylinder. Saatavissa: <https://se.mathworks.com/help/physmod/hydro/examples/custom-hydraulic-cylinder.html#d117e618>. Luettu 17.6.2019

Narayanamurthy, S., Narendrakumar, P., Schmidt, S. & Garrelfs, R. (2014). MIL/SIL/PIL Approach A new paradigm in Model Based Development. Continental AG. 22 s. Saatavissa: <https://www.mathworks.com/content/dam/mathworks/mathworks-dot-com/solutions/automotive/files/in-expo-2014/mil-sil-pil-a-new-paradigm-in-model-based-development.pdf>

Ogata, K. (2010). Modern Control Engineering (fifth edition). Pearson, New Jersey. 905 s. Saatavissa: <http://lcr.uns.edu.ar/fcr/images/modern%20control%20engineering%20-%205th%20edition%20-%20ogata.pdf>

Parker Hannifin. (2017). K220LS Mobile Directional Control Valve. 32 s. Saatavissa: http://www.parker.com/Literature/Mobile%20Hydraulic%20Systems%20Division%20-%20Europe/HY17-8537-UK_K220.pdf

Ponsse a. (2019). TAVARALAJIMENETELMÄ. Saatavissa: <https://www.ponsse.com/fi/ponsse/toimiala/tavaralajimenetelmae> Luettu: 6.3.2019.

Ponsse b. (2019). H7. Saatavissa: <https://www.ponsse.com/products/harvester-heads/product-/p/h7#/>. Luettu: 4.11.2019.

Raszga, C., Bergquist, U. & Girard, J. (2007). Hydraulic gravitational load energy recuperation. U.S. Patent Grants (USPTO). 6 s. Saatavissa: <https://patentimages.storage.googleapis.com/dd/12/62/4bd24d482df879/US20060185355A1.pdf>

Rexroth Bosch Group. Complete Hydraulics for Full-Tree Harvesting. In: Drive and Control Systems for Forestry Machines. Bosch Rexroth AG, Germany. 15 s. Saatavissa: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/mobile_hydraulics_4/pdfs_6/forestry_machines.pdf Luettu: 13.5.2019.

Räsänen, S. (2004). Verkko-opetuksen tietotekniikkaa – Simulaatio opetuksessa. Kuopion yliopisto, Tietojenkäsittelytieteen laitos. 28 s. Saatavissa: <http://www.cs.uku.fi/tutkimus/publications/reports/B-2004-3.pdf>

Teeriaho, J. (2014). Kinematiikka (liikeoppi). Lapin ammattikorkeakoulu. 87 s. Saatavissa: <http://web.lapinamk.fi/jouko.teeriaho/fys1teoria.pdf> Luettu: 19.7.2019.

Åström, K. J. & Wittenmark B. (1984). Computer Controlled Systems: Theory and Design. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, Inc, second edition. 430 s.